논문 한국정밀공학회지 제15권 제1호 (1998년 1월)
Journal of the Korean Society of Precision Engineering Vol. 15. No. 1. January. 1998.

탄성 및 점성 부하시 공기압 실린더 시스템의 디지털 위치 제어

박 명 관*, 문 영 진**, 片 倉 寬***

Digital Positioning Control of Pneumatic Cylinder System with Elastic and Viscous Load

Myeong-Kwan Park*, Young-Jin Moon**, Hiroshi Katakura***

ABSTRACT

For a model system consisted of four pneumatic cylinders with strokes of 10, 20, 40 and 80 ㎜, investigation was carried out experimentally and numerically about the reliability of system with elastic and viscous load. The elastic load affects the performance of each cylinder in cylinder series, and changes the time lag and the velocity of the piston, which makes the positioning control rather difficult. Taking the effects of the elastic load into consideration, positioning can be carried out comparatively smoothly by only adjusting the driving timing. The effect of a viscous load reduces the vibration of each moving body in the cylinder series and also reduces the over-travelled distance which happens when several cylinders move at the same time. For reasons, a positioning with a viscous load can be relatively smoothly carried out even without the timing control.

Key Words : Electro-pneumatic System(전기-공압 시스템), Positioning(위치결정), Pneumatic Cylinders(공기압 실린더), Cylinder Series(실린더 열), Driving Time(구동 시간), Timing Control(타이밍 제어)

주 요 기 호

$A_f(n)$: 실린더 n의 전실측 피스톤 수압면적
$A_r(n)$: 실린더 n의 후실측 피스톤 수압면적
$C_y(n)$: 실린더 n의 신장속도 $\frac{dY(n)}{dt}$에 비례하는 마찰력 계수
$C_z(n)$: 운동체 n의 이동속도 $\frac{dZ(n)}{dt}$에 비례하는 마찰력 계수
$F_a(n)$: 운동체 n에 미치는 공기압력차의 힘
$F_b(n)$: 운동체 $(n-1)$부터 운동체 n에 걸리는 힘
$F_c(n)$: 충돌 시에만 운동체 n에 걸리는 힘
K : 탄성계수

* 부산대학교 기계공학부 및 기계기술 연구소
** 부산대학교 대학원 정밀기계공학과
*** 동경공과대학교 기계제어공학과

C : 점성부하의 속도에 비례하는 계수
$M(n)$: n번째 운동체의 질량
N : 시스템에서의 실린더 개수
n : 실린더 번호 또는 운동체의 번호
$P_f(n)$: 실린더 n전실내의 절대압력
$P_r(n)$: 실린더 n후실내의 절대압력
$R_y(n)$: 실린더 n과 피스톤간의 마찰력
$R_Z(n)$: 운동체 n과 가이드 레일간의 마찰력
D_H : 부하장치에서의 유압 실린더 내경
d : 부하장치에서의 관의 내경
d_H : 유압 실린더의 로드 직경
F_v : 부하장치에 의한 부하
F_{vd} : 부하장치에 의한 동마찰력
F_{vs} : 부하장치에 의한 최대정지 마찰력
j : 관의 개수
M_o : 부하질량
i : 관의 길이
R_e : 관을 통하는 유체의 레이놀드 수
S : 스피드 컨트롤러의 유효 단면적
T : 작동유체의 온도
v : 유압 실린더의 작동유의 동점도
ρ : 유압 실린더의 작동유의 밀도
t : 시간
$Y(n)$: 실린더 n의 변위
$Z(n)$: 운동체 n의 가이드 레일에 대한 변위

1. 서 론

공기압 시스템은 유압 시스템과 비교하여 환경오염이 없고 불연성을 가지고 있으며 또한 공기를 작동유체로 사용하므로 설비비용이 적게 들고 깨끗하고 안전하며 저 가격과 에너지 절감, 자동화의 유력한 수단으로서 주목받고 있다. 그렇지만 공기가 가지는 고유한 압축성 때문에 시스템의 동적 특성이 외부부하의 종류에 크게 영향을 받으므로 위치결정 제어의 방법도 부하의 유무 혹은 종류에 따라 달라지며, 정확한 위치결정이 어렵다는 것이 최대의 난점이다.

단일 실린더를 아날로그적 행정 도중에 정지시킨다면, 이 위치결정의 문제[1][2][3][4] 가 중대하지만 여러 개의 실린더를 직렬로 결합하여 각 실린더를 양단의 정지위치까지 움직여서 그 행정거리의 조합으로 전체 출력단을 목적하는 위치에 정지시킨다면, 출력위치는 이산적이면서 충분히 절대적인 정확성을 가진다. 각 실린더의 행정거리를 ON-OFF 로 조합하여 소정의 위치가 디지털적(2진법적)으로 얻어진다. 이것이 디지털 실린더 시스템의 기본적인 개념이다.

폭발성 분위기내와 강자장내의 특수한 환경 하에서는 전기적 피드백 제어가 아닌 마이크로 컴퓨터 같은 원격제어 개회로의 시스템이 유효한데, 위에 기술한 디지털 공기압 시스템은 이의 상황에도 적합하다. 그리고 몇몇 정지점을 반복적으로 운동하는 작동일 경우, 이 정지점을 2진수열로 표현할 수 있다면 전체 행정을 프로그램화하여 작동 효율을 높이는 방법으로 사용될 수 있다.

시스템에 부가되는 부하의 종류는 기본적인 관성부하, 탄성부하, 점성부하의 3요소로 나뉘어진다. 이미 Jia 등은 4개의 실린더로 이루어진 공기압 시스템을 이용하여 무부하 및 관성부하의 경우의 작동 특성에 관해서 실험과 수치 시뮬레이션을 행하였다.[5]

본 연구에서는 탄성부하와 점성부하가 존재하는 경우의 각각의 동특성에 관해서 실험과 수치 시뮬레이션을 수행하고 그 영향을 조사함과 동시에 위치결정 제어에 관해 검토한다.

2. 실험장치 및 실험방법

실험장치의 구성은 Fig. 1에서 보여지고있는 것과 같이 기본적으로 4개의 공기압 실린더로 된 시스템이 사용된다. 4개의 실린더는 내경이 모두 25 ㎜, 로드 직경 10 ㎜의 복동형 편로드식이고 각 실린더의 행정거리는 자유단

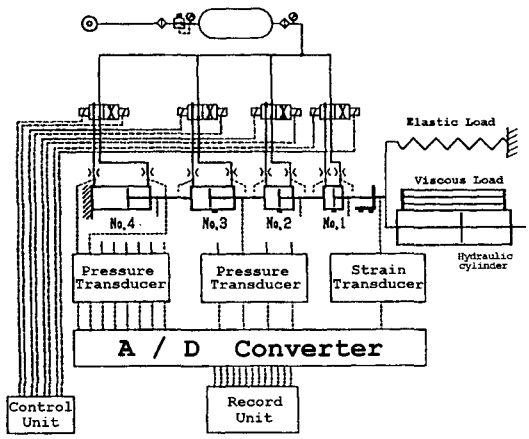


Fig. 1 Experiment Setup

측으로부터 각각 10, 20, 40, 80 ㎜ 이고, 전체 출력단은 0~150 ㎜ 의 16 단계이다. 또한 모든 실린더실의 실린더 포트에는 전실의 경우에 직경 1.1 ㎜, 후실의 경우 직경 1.2 ㎜ 의 고정 오리피스로 설치한다. 모든 실험은 시스템의 공급압력이 일정하게 0.6 ㎫ (절대압력)의 상태 하에서 행하였다.

각 실린더는 평판 위에 리니어 볼 베어링으로 놓여있고, 그 수는 실린더 1에 4개, 실린더 2, 3, 4에서 각각 1개씩이다. 실린더 튜브와 피스톤으로 구성된 각 운동체의 질량 $M(n)$은 $M(1)$= 4.9 kg, $M(2)$ = 2.5 kg, $M(3)$ = 2.6 kg, $M(4)$ = 2.7 kg 이다.

출력단에 탄성부하를 가하기 위해서 자연길이 200 ㎜ 의 5개의 압축코일이 사용된다. 각각의 스프링 탄성계수는 0.7, 0.9, 1.6, 2.7, 3.4 N/㎜ 이다.

시스템에 대한 점성부하로서의 부하장치에는 행정 200 ㎜, 내경 D_H= 32 ㎜, 로드 직경 d_H= 16 ㎜ 의 복동형 양로드식 유압 실린더를 사용한다. 그 유압 실린더의 피스톤 로드는 실린더 열의 자유단과 접촉되어있다. 또 유압 실린더의 양 포트를 여러개의 미세관으로 병렬연결한다. 이 부하장치는 유압 실린더의 피스톤을 이동시키고 유압 실린더의 양 포트를 미세관 내에 기름이 층류상태에서 흐르도록 설계되었고, 그 유동의 압력손실로서 피스톤의 등속도에 비례하는 저항력이 생성되고 피스톤 로드를 통하여 실린더 시스템에 점성부하를 가한다. 또한 미세관의 개수 j를 변화시킴으로써 그 부하의 크기를 조절할 수 있다.

유압 실린더의 작동유로서 20℃ 에서의 밀도 ρ = 912 kg/m³, 동점도 ν = 5500 ㎟/s 의 광유계의 기름를 사용하고 또한 미세관은 길이 l= 20 ㎜, 내경 d= 4 ㎜ 의 것을 사용한다.

실린더 4 를 왕복시키는 경우 j의 값에 따른 부하장치의 동특성은 j의 값이 클수록 동마찰력 F_{vd}는 증가하고 마찰력의 계수 C는 감소한다

신호를 받는 각각의 솔레노이드 밸브로 실린더의 ON / OFF 동작을 작동시키고 그 스위치의 변환신호 및 변환신호의 타이밍을 컴퓨터 프로그램으로 제어를 한다. 각 실린더의 변위 $Y(n)$와 시스템의 출력 $Z(1)$은 4개의 변위변환기를 이용하여 측정하고, 실린더실 내의 압력은 8개의 압력변환기를 이용하여 측정한다. 측정된 모든 수량은 A/D 변환기를 통하여 데이터 파일로서 PC 에 저장된다. 또한 운동체의 이동속도와 공기압에 의한 힘 등 다른 물리량은 이 데이터를 이용하여 수치미분 등으로 구한다.

3. 수치 시뮬레이션

실험결과 시뮬레이션하기 위해 우선, Fig. 2 과 같은 모델화한 시스템을 생각할 수 있다.

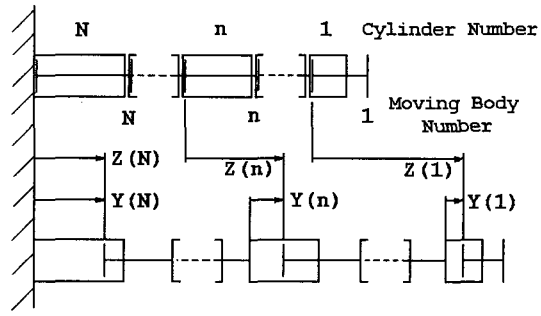


Fig. 2 Cylinder series

실린더 n의 신장, 즉 운동체n의 운동체$(n+1)$에 대한 상대변위를 $Y(n)$이라하고, 실린더 열이 수축하는 상태부터 운동체 n의 가이드 레일에 대한 절대변위를 $Z(n)$이라 하면 다음과 같다.

$$Y(n) = Z(n) - Z(n+1) \tag{1}$$

다음에 운동체 n를 Fig. 3 와 같이 생각한다. 탄성부하의 경우, 운동체 n에 대한 운동방정식은 그 질량을 $M(n)$이라할 때 다음과 같이 주어진다.

$$M(n)\frac{d^2Z(n)}{dt^2} = F_a(n) - F_b(n) - F_c(n) - R_y(n) - C_y(n)\frac{dY(n)}{dt} - R_z(n) - C_z(n)\frac{dZ(n)}{dt} \tag{2}$$

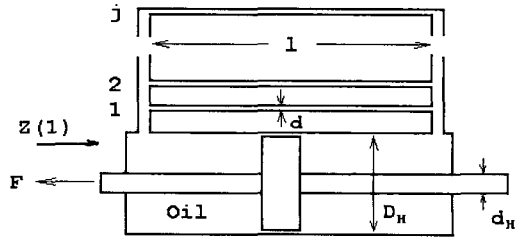


Fig. 3 Viscous load model

여기서 $F_a(n)$은 공기의 압력차가 운동체 n에 가하는 힘이다.

$$F_a(n) = A_r(n)\cdot P_r(n) - A_r(n-1)\cdot P_r(n-1) - A_f(n)\cdot P_f(n) + A_f(n-1)\cdot P_f(n-1) \quad (3)$$

또 $F_b(n)$는 운동체$(n\text{-}1)$부터 운동체 n에 걸리는 힘이고 이에 관한 식은 다음과 같다.

$$F_b(n) = -R_y(n-1) - C_y(n-1)\frac{dY(n-1)}{dt} \quad (4)$$

n=1의 경우는 다음과 같다.

$$F_a(1) = A_r(1)\cdot P_r(1) - A_f(1)\cdot P_f(1) - A_l(1)\cdot P_0$$
$$F_b(1) = K\cdot Z(1) \quad (5)$$

$A_l(1)\cdot P_0$ 는 첫 번째 실린더 로드에 걸리는 압력에 의한 힘이고, $F_b(1)$은 실린더 1에 가해지는 탄성부하를 나타내며, K는 탄성계수이다.

점성부하의 존재 경우, $F_b(n)$이 n= 1 의 경우에 대해 다음과 같이 주어진다.

$$F_b(1) = F_{vd} + C\frac{dZ(1)}{dt} + M_o\frac{d^2Z(1)}{dt^2} \quad (6)$$

단, M_o는 시스템의 외부부하에 의한 질량을 표시하며 M_o= 1.1 kg 이다. C는 실린더의 압축방향으로 운동하는 시스템의 외부부하로서 점성부하의 속도에 비례하는 계수를 표시하고 F_{vd}는 시스템의 외부부하에 작용하는 동마찰력을 표시한다.

입력 데이터의 온도의 차이에 의한 변화에 대해서는 C의 변화만을 고려한다. 점성부하의 모델을 Fig. 4 에 표시하였다. 점성부하의 속도에 비례하는 계수 C와 작동유의 동점도 ν 와의 관계로는 미세관내의 층류유체에 관해 Hagen-Poiseuille의 식을 이용한 결과 다음식을 얻는다.

$$C = \frac{8\pi\rho\nu(D_H^2 - d_H^2)^2 l}{d^4 j} \quad (7)$$

단 식 (7) 의 적합 조건은 미세관내 층류흐름에서 얻는다.

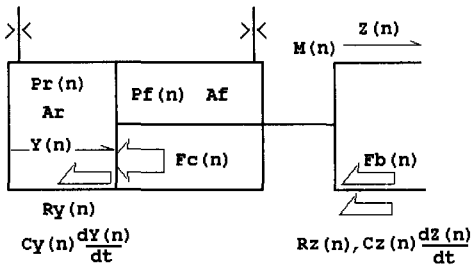


Fig. 4 n-th body model

$$\mathrm{Re} = \frac{d^3}{\nu(D_H^2 - d_H^2)j}\cdot\frac{dZ(1)}{dt} < 2000 \quad (8)$$

$F_c(n)$은 충돌 시에만 발생하는 힘이고, 이에 관한 식은 관성부하시 디지털 공기압 실린더 시스템의 모델링으로부터 주어진다.[6]

식 (2),(4) 에서의 $R_y(n)$및 $R_z(n)$은 각각 실린더 n에서의 피스톤과 실린더 사이의 힘 및 운동체 n과 가이드레일 사이의 마찰력이고, 운동의 유무 및 운동상태에서 동마찰력, 최대 정지마찰력 등으로 표시된다.

실제의 계산은 전술한 식을 Runge-Kutta 방법에 의해 시간 스텝을 따라 축차계산을 한다.

4. 결과 및 검토

4.1 단일실린더에 대한 결과

관성부하가 실린더의 운동 개시 및 정지할 때의 가감속 작용에 비해 탄성부하와 점성부하는 실린더의 운동에 대해 관성부하와는 다른 영향을 준다.

단일 실린더에 대한 탄성부하의 영향은 실린더의 행정길이에 따라 차이가 난다. 행정길이가 길수록 큰 탄성부하에 대해 그 저항력을 극복하지 못하고 행정길이까지 도달하지 못하게 되며 운동개시 때의 지연시간도 증가한다.

점성부하는 실린더의 신축속도에 비례하여 모든 구성 실린더에 대해 전 행정에 걸쳐 영향을 미친다. 구체적으로 점성부하는 모든 실린더에 대하여 그 피스톤의 왕복운동을 감속시키며 실린더단과의 충돌시의 피스톤 진동을 억제하고 또한 점성부하가 큰 경우, 행정길이가 긴 실린더에서는 전 행정의 대부분에 걸쳐 피스톤의 이동속도는 거의 일정한 값을 가진다.

복수의 실린더를 동시에 구동하면 출력의 궤적곡선이

크게 진동하고 흐트러지는 수가 있다. 위치결정 제어는 이와 같은 오버슈트(overshoot)를 감소시키고, 운동체의 진동을 억제하며 출력의 궤적을 부드럽게 하는 것을 목적으로 하고 있다.

4.2 위치결정 제어

위치결정 제어의 주 순서는 다음과 같다.

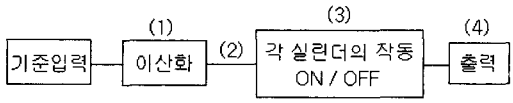


Fig. 5 Flow of positioning control

(1) 위치결정의 목표함수를 이산화하여 스텝함수의 조합으로 분해한다.
(2) 스텝함수마다 각 실린더로의 구동신호를 결정한다.
(3) 각 구동신호의 타이밍을 결정한다.
(4) 제어용 컴퓨터를 이용하여 프로그램화한 구동신호 및 그 타이밍에 의해 목표함수에 추종하는 위치결정을 수행한다.

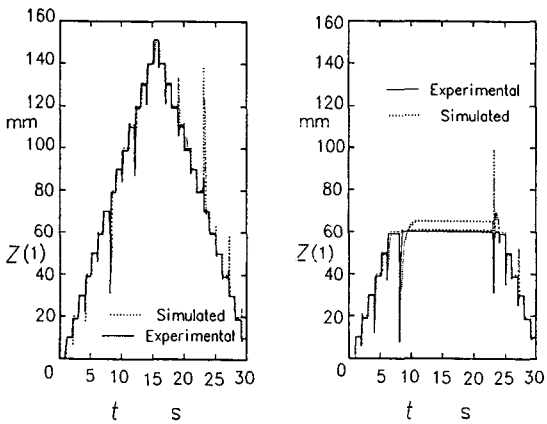
(1), (2) 에 관해서는 실린더 시스템에서의 각 실린더의 행정길이를 2의 지수함수로하여 스텝함수 마다 결정된 각 실린더의 구동신호는 ON/OFF 의 조합이며 또한 이론적으로는 그 조합으로 결정된 정지점의 위치는 절대적 정확성을 가지지만, 본 실린더를 실용화할 때 목표함수를 추종하는 위치결정에 대한 정도상의 지표로서는 다음의 두가지 점이 고려될 수 있다. 즉 시간적으로는 지정된 시각에 지정된 점에 도달하는 작동시간과, 위치결정의 궤적상에 발생하는 과도적 진동등을 억제하는 진동감쇠가 요구된다.

(3), (4) 에는 상기 요구를 만족시키는 위치결정을 실현한다. 특히 실린더 시스템에 가하는 부하에 따라서 실린더의 구동 타이밍을 조정하여 순간적인 구동신호를 가져야 한다. (브레이킹 제어)

그래서 시스템의 출력의 목표함수로서 삼각파형(탄성부하 시)과 정현파형(점성부하 시)을 수용하고 각 부하의 경향 아래, 시스템에서 위치결정 제어에 관해서 실험 및 수치 시뮬레이션을 행한다.

4.3 타이밍 제어

타이밍 제어를 하지 않는 경우, 즉 각 실린더에 동시에 구동신호를 주는 경우에 대해서 예로서, 탄성부하가 작을 때 (K = 0.9 N/㎜) 및 최대의 경우 (K= 3.4 N/㎜)에 관하여 실험 및 시뮬레이션하고 그 결과를 Fig. 6 에 나타내었다.



(a) K= 0.9 N/㎜ **(b) K= 3.4 N/㎜**

Fig. 6 Positioning without timing control

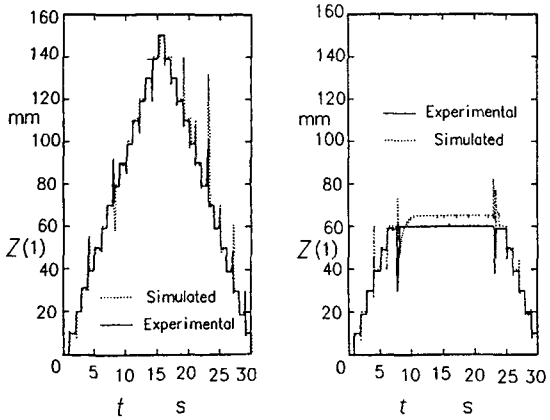
각 정지위치는 정확히 달성되기는 하지만 각 실린더의 행정길이에서 차이가 나고 신축속도가 다르기 때문에 오버슈트가 발생함을 알 수 있다. 특히 70 ㎜ 와 80 ㎜ 사이에서 오버슈트가 현저하게 나타나는 것은 그때 4 개의 실린더 모두가 구동하기 때문이다. K= 3.4 N/㎜ 의 경우 최대 신장은 약 60 ㎜ 인데, 이 이상 신장하지 않는 이유는 부하의 탄성력, 실린더와 피스톤 사이의 최대 정지마찰력 및 공기의 압력차에 의한 힘이 균형을 이루기 때문이다.

그러므로 시스템의 구조와 공급압력 등을 일정하게하면 위치결정을 함에 있어서 그 범위가 제한되고 또 속도의 조정도 복잡하게 된다. 작동범위를 구조적 한계까지 최대화하는 대책으로서 각 실린더의 전 · 후실에 놓인 피스톤 수압면적 비의 변화를 생각할 수 있다.

전술한 것과 같은 오버슈트가 생기는 원인으로 각 실린더의 행정길이의 차이를 들 수 있는데, 이를 방지하기위해 최장 행정길이의 실린더와 보다 짧은 행정길이의 실린더를 순차 구동하고 전체적으로 신장 · 수축하는 운동의 최종시각을 일치시키는 방법을 생각한다. (타이밍 제어)

우선 각 실린더를 각각 단독으로 왕복운동시키는 실험

을 하여 각각 지연시간, 신축속도의 평균치를 측정하고 이로써 각 실린더의 구동 타이밍을 결정하고 타이밍 제어를 수행하였다. 그 실험 및 시뮬레이션 결과로서 Fig. 7에 나타나있듯이 오버슈트는 다소 개선되고는 있지만 꽤 남아있다. 이로서 무부하 · 관성부하의 경우와 달리 탄성부하의 경우는 부하가 전 행정에 걸쳐 작용하고 각 실린더는 시스템의 전 행정 중 그 일부의 영향만을 받으므로 단일 실린더 실험에 의해 얻은 각 실린더의 지연시간, 신축속도에 의해 결정된 구동신호의 타이밍만으로는 제어하지 못하는 것을 관찰할 수 있다.



(a) K= 0.9 N/㎜ (b) K= 3.4 N/㎜

Fig. 7 Positioning with timing control

이상의 결과에 의해 시스템 출력 $Z(1)$의 변화에 의한 각 실린더의 지연시간 및 신축속도 변화를 자세히 고려하여 각 실린더에 대한 구동신호의 타이밍을 재조정하면 보다 원활한 위치결정이 가능하다고 생각된다. Fig. 7 (a)과 같은 경우에 대해 각 실린더의 구동신호의 타이밍을 조정하고 또 시행착오적으로 미세하게 조정하여 얻어진 결과로서 Fig. 8 에서 보여지는 것과 같이 출력곡선이 부드러워짐을 알 수 있다. 이 경우, 타이밍 조정 폭이 Fig. 7 (a) 의 경우에 비해 50 ㎳ 이내이다.

그리고 점성부하가 비교적으로 작은 경우(j= 3)로써 타이밍 제어가 되지않은 위치결정을 Fig. 9 에 나타내었다. 즉 목표함수를 추종하는 스텝 마다 각 실린더의 구동신호를 결정하고 각 스텝에서 제어용 PC 로 그 구동신호를 동시에 보내는 방법으로 위치결정을 행한다.

Fig. 9 와 같이 점성부하의 경우에는 타이밍 제어를 하지 않고서도 목표함수를 비교적 부드럽게 추종한다는 것

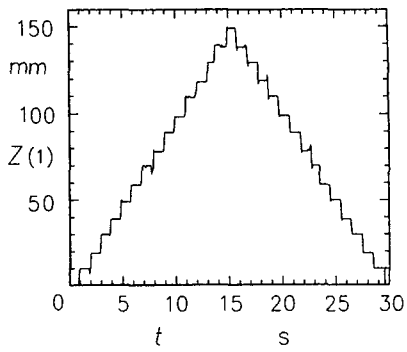


Fig. 8 Smooth positioning with timing control

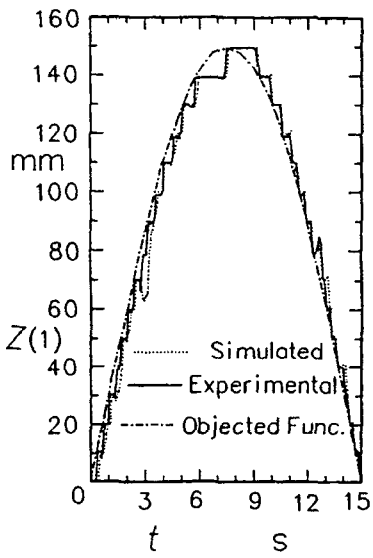
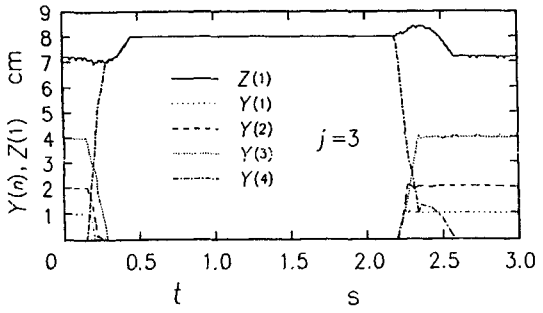


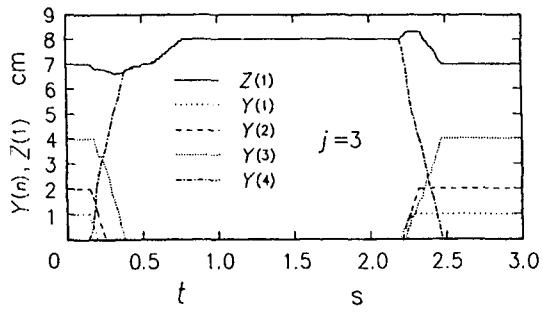
Fig. 9 Positioning with viscous load (j= 3)

을 알 수 있다. 이는 단일 실린더에 대해 점성부하의 영향에 운동체의 충돌시의 진동이 억제되고 각 실린더의 행정의 차로인해 오버슈트가 제거되기 때문인데 오버슈트가 가장 잘 일어나기 쉬운 스텝의 예로서 7→8→7 ㎝ 인 경우에 각 실린더의 신장곡선을 Fig. 10 에 나타내었다. Fig. 10 에서 점성부하는 또 각 실린더의 행정의 차이에서 오는 오버슈트를 억제하는 효과가 있다는 것을 관찰할 수 있다. 다음에 점성부하가 최대인 경우(j = 1)의 위치결정을 Fig. 11 에 나타내었다. 점성부하가 크면 각 실린더의 신축운동이 크게 감속되어 소정시간 내에 전 행정을 달성하지 못하는 경우가 있기 때문에 Fig. 11 에 나타나 있듯이 실린더의 신축속도가 위치결정의 목표함수의 시

간에 대한 구배보다도 작아진 경우에는 위치결정의 궤적선은 목표함수부터 크게 벗어난다. 이 문제에 대한 해결책의 하나로서 각 실린더의 신축속도를 증가시키는 것을 생각할 수 있는데, 그 예로서 Fig. 11 에 대해 각 실린더 포트에 교축을 제거한 경우의 결과를 Fig. 12 에 나타내었다. 위치결정은 목표함수에 보다 근접하고 있음을 알 수 있다.



(a) Experimental result



(b) Simulated result

Fig. 10 Positioning 7→8→7 cm and each cylinder expansion

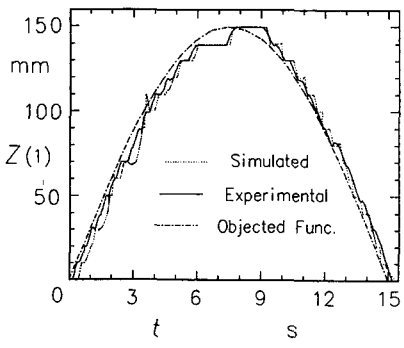


Fig. 11 Positioning with viscous load (j= 1)

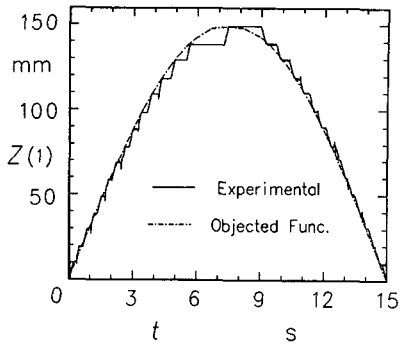


Fig. 12 Positioning in case of no restrictor at the cylinder port

4.4 탄성 · 점성부하의 영향 비교

탄성부하에 대한 Fig. 6, 7 과 점성부하에 대한 Fig. 9, 11 을 비교함으로써 탄성부하는 오버슈트의 발생으로 인해 타이밍 제어가 필요하지만 점성부하는 그 자체적인 부하의 특성으로 인해 타이밍 제어가 필요없다는 것을 관찰할 수 있다.

5. 결 론

탄성부하와 점성부하가 인가되는 각각의 경우에 대한 디지털 공기압 실린더 시스템의 다점정지의 위치결정 제어에 관해서 4 개의 실린더를 사용한 모델 시스템을 이용한 실험 및 수치해석을 통해 다음의 결론을 얻었다.

(1) 탄성부하는 전체 행정에 걸쳐서 작용하기 때문에 각 구성 실린더의 특성에 영향을 미친다. 즉, 행정길이가 긴 경우는 탄성부하가 크면 실린더의 신장곡선이 구부러지고 또 최대신장의 행정길이에 도달하지 않는 경우가 생긴다.

(2) 점성부하는 실린더의 신축운동은 감속시키고 실린더 열에서의 각 운동체의 충돌 시의 진동을 억제하고 또 위치결정의 각 스텝에서의 오버슈트를 억제하는 효과를 가진다. 또한 비교적 긴 실린더에서는 점성부하가 큰 경우 피스톤의 이동속도는 행정 전반에 걸쳐 거의 일정하다.

(3) 탄성부하의 경우, 각 실린더의 신축 시에서의 지연시간, 속도에도 오차가 생기며 이 결과 시스템으로서 출력에도 영향이 나타나고 단순한 타이밍 제어로는 원활한 운동의 실현이 곤란 하며 부하와 시스템에 의한 영향을

충분히 고려한 타이밍 조절이 필요하다. 그러나 점성부하의 경우에서는 타이밍 제어 없이도 비교적 원활한 위치결정이 가능하다.

(4) 본 연구의 수치계산에 의하여 실린더의 운동 등이 비교적 잘 시뮬레이션 될 수 있다.

참 고 문 헌

1. Shearer,J.L., "Study of Pneumatic Processes in the Continuous Control of Motion with Compressed Air", Trans. ASME, Vol.78, pp.233-249, 1956.
2. Takenaka, T. et al., "Dynamic Characteristics of Pneumatic Cylinder", Trans. JSME Part2, Vol.35, No.279, pp.2287-2292, 1969.
3. Kagawa, T. et al., "Temperature Characteristics of a Meter-Out Circuit of a Pneumatics Cylinder", Prints of the Spring Symposium of JHPS, pp.81-84, 1988.
4. Okabe, S. et al., "Stick-slip Behavior of Pneumatic Cylinders", Jour. JHPS, 12-2, pp.97-104, 1981.
5. Zheng-Yu Jia, Hiroshi Katakura and Ryuichiro Yamane, "Research on Digital Pneumatic Cylinder Systems - A Case without a Load", Jour. JHPS, 79, 22-1, 1991.
6. Zheng-Yu Jia, Hiroshi Katakura and Ryuichiro Yamane, "Research on Digital Pneumatic Cylinder Systems - A Case with an Inertial Load", Jour. JHPS, 88, 22-6, 1991.