

# 소비에너지 절약을 위한 공기압 실린더 구동장치의 파라미터 선정방법 A Study on the Selection Method of Parameters for Energy Saving in Pneumatic Cylinder Driving Apparatus

장 지 성  
J. S. Jang

(접수일 : 2011년 09월 26일, 수정일 : 2011년 10월 29일, 채택확정 : 2011년 11월 12일)

**Key Words** : Compressed air(압축공기), Energy Saving(에너지 절약), Lowering Supply Pressure(공급압력 저압화), Pneumatic Cylinder Driving Apparatus(공기압 실린더 구동장치)

**Abstract** : Pneumatic actuators are clean, lightweight, and can be easily serviced, whereas low energy efficiency has been considered as a critical shortcoming compared with corresponding hydraulic and electrical actuators. This study describes a new design method of pneumatic cylinder driving apparatus by lowering a supply pressure. The simulation study demonstrates that the designed system with the proposed method can operate at the smaller energy consumption state compare to the designed system with the conventional method for the specified working conditions.

## 1. 서 론

공기압 구동장치는 취급이 용이한 특징이외에도 청정한 환경에서 사용가능하고, 에너지 저장이 용이하기 때문에 산업 현장의 자동화 시스템 구축에 폭넓게 사용되고 있다.

공기압 구동장치가 우리나라 산업현장 전체의 에너지 소비량 중에서 어느 정도의 비율을 차지하고 있는지는 명확하지 않지만, 일본의 예를 들면 1996년을 기준으로 공기압 구동장치의 전기에너지 소비량이 제조현장 전체의 전기에너지 소비량의 15[%]<sup>1)</sup> 정도, 미국은 2010년을 기준으로 20[%]<sup>2)</sup> 정도를 차지하고 있는 것으로 알려져 있다. 또한, 조사 결과에 의하면 공기압 구동장치의 전기에너지 소비량 중에서 실린더를 포함한 액추에이터 구동이 차지하는 비율은 약 35[%] 정도로 알려져 있다<sup>3)</sup>. 우리나라의 산업구조가 일본과 유사하고 또한, 최근의 산업현장 자동화 현황을 생각한다면 국내 제조현장에서 공기압 액추에이터가 소비하는 에너지는 상기의 비율보다 상당히 증가하였을 것으로 판단된다. 그러므로 공기압

액추에이터의 소비에너지 절약은 산업현장 전체의 소비에너지 절감, 나아가서는 온실가스 배출량 절감을 위하여 중요한 과제로 생각할 수 있다.

공기압 실린더의 에너지효율을 향상시키기 위한 방법으로는 실린더 배기측 공기로 공기압 모터 및 모터와 연결된 소형발전기를 구동하여, 전체적인 효율을 향상시키는 방법<sup>4)</sup>, 미터아웃 구동장치를 무부하 구동할 때의 공급압력을 저압화하여 공기소비량을 감소시키는 방법<sup>5)</sup>, 페루프 위치제어용 실린더 구동장치에 실린더 양 챔버 사이를 연결하는 비레벨브를 부가하여 공기소비량을 감소시키는 방법<sup>6)</sup>, 미터인 방식으로 구동되는 실린더 구동장치에서 피스톤의 행정 종료시에 실린더로 공급되는 공기를 차단하여 공기소비량을 감소시키는 방법<sup>7)</sup> 등이 제시되어있다.

이러한 방법 중에서 공기압 구동장치의 소비에너지 절약을 위한 근본적인 방법으로는 공기소비량 절감을 생각할 수 있고, 공기소비량을 절감할 수 있는 가장 효과적인 방법으로는 부하구동시의 공급압력을 저압화하는 방법이 있다. 그러나 부하구동시의 공급압력 저압화에 대한 구체적인 방법과 그 효과에 대한 연구결과는 아직 제시되지 않고 있다. 그러므로 본 논문에서는 부하 구동시의 공급압력 저압화에 의한 소비에너지 절약을 목적으로 산업현장에서 가장 많이 사용되는 미터아웃 방식 공기압 실린더 구동장

J. S. Jang(corresponding author) : Department of Mechanical System Engineering, Pukyong National University.  
E-mail : jangjs@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6196

치의 파라미터 선정방법을 제안하고, 제안한 방법을 이용한 소비에너지 절약 효과를 제시하고자 한다.

## 2. 기초방정식

Fig. 1은 본 연구에서 대상으로 하는 공기압 실린더 구동장치를 나타낸다. Fig. 1에서  $d$ [m]는 피스톤 직경,  $G_1$ [kg/s]은  $S_{e1}$ 을 통과하는 공기의 질량유량,  $G_2$ [kg/s]는  $S_{e2}$ 를 통과하는 공기의 질량유량,  $L$ [m]은 피스톤 전 스트로크,  $M$ [kg]은 실린더 피스톤을 포함한 부하질량,  $P_1$ [Pa],  $P_2$ [Pa]는 실린더 피스톤실 내부 압력,  $P_a$ [Pa]는 대기 압력,  $P_s$ [Pa]는 공급 압력,  $S_{e1}$ [m<sup>2</sup>]은 가압측 오리피스 유효단면적,  $S_{e2}$ [m<sup>2</sup>]는 감압측 오리피스 유효단면적,  $T_1$ [K],  $T_2$ [K]는 실린더 피스톤실 내부 온도,  $T_a$ [K]는 대기 온도,  $T_s$ [K]는 공급공기 온도,  $V_1$ [m<sup>3</sup>],  $V_2$ [m<sup>3</sup>]는 실린더내부 체적,  $x$ [m]는 피스톤 변위를 나타낸다.

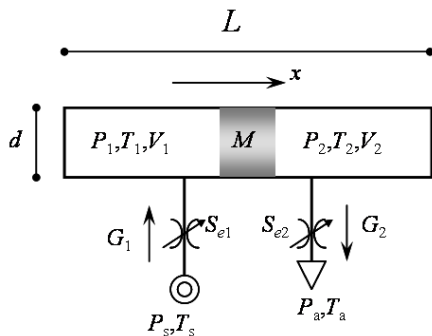


Fig. 1 Schematic diagram of a pneumatic cylinder driving system

### 2.1 유량방정식

$S_{e1}$ ,  $S_{e2}$ 를 이상적인 오리피스로 가정하면  $G_1$ ,  $G_2$ 를 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{P_1}{P_s} \leq 0.528 \text{ 인 경우}$$

$$G_1 = S_{e1} P_s \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_s} \left( \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} - \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right)},$$

$$\frac{P_1}{P_s} > 0.528 \text{ 인 경우}$$

$$G_1 = S_{e1} P_s \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_s} \left( \left( \frac{P_1}{P_s} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{P_1}{P_s} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (1)$$

$$\frac{P_a}{P_2} \leq 0.528 \text{ 인 경우}$$

$$G_2 = S_{e2} P_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_2} \left( \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} - \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right)},$$

$$\frac{P_a}{P_2} > 0.528 \text{ 인 경우}$$

$$G_2 = S_{e2} P_2 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_2} \left( \left( \frac{P_a}{P_2} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{P_a}{P_2} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (2)$$

식 (1), (2)에서  $k$ 는 비열비,  $R$ [J/(kgK)]은 기체상수를 나타낸다.

### 2.2 상태방정식

Fig. 1에서 피스톤이 화살표 방향으로 이동한다면 실린더 피스톤실 내부 공기의 상태방정식은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$V_1 \frac{dP_1}{dt} + P_1 A v = G_1 R T_1 + W_1 R \frac{dT_1}{dt},$$

$$V_1 = A x + V_d \quad (3)$$

$$V_2 \frac{dP_2}{dt} - P_2 A v = G_2 R T_2 + W_2 R \frac{dT_2}{dt},$$

$$V_2 = A(L - x) + V_d \quad (4)$$

식 (3), (4)에서  $A$ [m<sup>2</sup>]는 피스톤의 수압면적,  $V_d$ [m<sup>3</sup>]는 데드볼륨,  $v$ [m/s]는 피스톤 이동속도를 나타낸다.

### 2.3 에너지방정식

$T_s = T_a$ 로 가정하면 실린더 피스톤실 내부 공기의 온도변화를 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$G_1 R T_a + G_1 C_v T_a + Q_1 - P_1 A v = G_1 C_v T_1 + W_1 C_v \frac{dT_1}{dt} \quad (5)$$

$$G_2 R T_2 + Q_2 + P_2 A v = W_2 C_v \frac{dT_2}{dt} \quad (6)$$

식 (5), (6)에서  $W$ [kg]는 실린더 피스톤실 내부 공기질량,  $C_v$ [J/(kgK)]는 정적비열,  $Q$ [W]는 실린더 피스톤실 내부 공기와 대기의 열전달동력을 나타낸다.

### 2.4 운동방정식

피스톤의 운동방정식은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$P_1A - P_2A = Ma + bv + \mu Mg \quad (7)$$

식 (7)에서  $a[m/s^2]$ 는 피스톤 가속도,  $b[N/m/s]$ 는 동마찰계수,  $\mu$ 는 정마찰계수,  $g[m/s^2]$ 는 중력가속도를 나타낸다.

## 2.5 소비에너지

식 (3), (5)의 좌·우변 항과 식 (4), (6)의 좌·우변 항을 각각 더하여 정리하면 다음 식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} V_1 \frac{dP_1}{dt} + Q_1 + kP_1Av &= G_1 C_p (T_1 - T_a) + W_1 C_p \frac{dT_1}{dt} + kP_1Av \\ &= kG_1 RT_a + kQ_1 \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} V_2 \frac{dP_2}{dt} + Q_2 - kP_2Av &= W_2 C_p \frac{dT_2}{dt} - kP_2Av = kG_2 RT_2 + kQ_2 \end{aligned} \quad (9)$$

식 (8), (9)에서  $C_p[J/(kgK)]$ 는 정압비열을 나타낸다. 식 (8)과 (9)는 실린더 피스톤이 Fig. 1의 화살표 방향으로 이동할 때, 좌·우측 실린더실의 에너지 보존법칙을 나타내고, 좌·우측 실린더실의 상태변화를 단열로 가정하면  $Q_1=Q_2=0$ , 등온으로 가정하면  $Q_1=G_1 \cdot C_v \cdot T_1 - G_1 \cdot C_p \cdot T_a + P_1 \cdot A \cdot v$ ,  $Q_2=-G_2 \cdot R \cdot T_2 - P_2 \cdot A \cdot v$ , 그 이외에는  $Q_1=h_1 \cdot S_{h1}(T_a-T_1)$ ,  $Q_2=h_2 \cdot S_{h2}(T_a-T_2)$ 로 나타낼 수 있다. 식 (8), (9)를 적분하면 가압측 실린더 실 공기의 유효에너지 및 감압측 실린더 실 공기의 유효에너지를 알 수 있다.

실린더 피스톤이 Fig. 1에 나타난 화살표 방향으로 이동할 때 피스톤으로 전달되는 에너지와 피스톤 구동에 소비되는 에너지는 식 (7)을 이용하여 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$P_1Ax = P_2Ax + Max + bvx + \mu Mgx \quad (10)$$

식 (8)의 좌변 항과 식 (10)을 비교해 보면 가압측 실린더 실 공기의 유효에너지 중 피스톤으로 전달된 에너지는  $P_1 \cdot A \cdot x$ 이고, 이는 가압측 실린더 실 공기가 피스톤으로 전달하는 역학적 에너지인  $P_1 W_1 / \rho_1$ 에 해당함을 알 수 있다. 피스톤이 일정한 속도로 이동할 때 실린더 실 내부 압력과 온도의 시간변화가 없다<sup>6)</sup>는 점을 생각한다면 식 (9)에 나타난  $P_2Av$ 는 피스톤의 속도제어에 사용되는 동력임을 알 수 있고, 이로

부터 식 (10)의  $P_2 \cdot A \cdot x$ 는 피스톤의 속도제어에 소비되는 에너지임을 유추할 수 있다. 식 (10)의 우변에 기술한 나머지 항은 피스톤의 가속에 소비되는 에너지와 마찰부하의 극복에 소비되는 에너지를 나타낸다. 이상의 결과를 정리하면 식 (8), (10)으로부터 가압측 실린더 실의 소비에너지  $E_{total}$  [J]을 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} E_{total} &= \int_{t_1}^{t_2} \left\{ V_1 \frac{dP_1}{dt} + Q_1 + (k-1)P_1Av + \right. \\ &\quad \left. P_2Av + Max + (Bv + \mu Mg)v \right\} dt \\ &= E_c + E_h + E_i + E_v + E_a + E_L = E_t \end{aligned} \quad (11)$$

식 (11)에서  $E_c$ 는 압축에너지,  $E_h$ 는 대기와의 열교환에너지,  $E_i$ 는 내부에너지,  $E_v$ 는 속도제어에너지,  $E_a$ 는 피스톤의 가속에 소비되는 에너지,  $E_L$ 은 마찰부하에 대하여 소비되는 에너지를 나타내고,  $t_1$ 과  $t_2$ 는 각각 실린더구동 시작시각과 종료시각을 나타낸다.

공기압 실린더 구동장치는 다양한 방식으로 사용되지만, 산업현장에서 가장 많이 사용되는 미터아웃 구동장치에서는 피스톤이 Fig. 1에 나타난 화살표 방향으로 이동하여 실린더 끝단에 도달하면 좌측 실린더실 내부 공기는 피스톤에 대한 에너지전달을 끝내게 되고, 피스톤이 반대 방향으로 이동할 때 모두 대기 중으로 버려진다. 이상의 결과로부터, 식 (11)은 미터아웃 구동장치에서 부하 구동시 소비하는 에너지를 나타냄을 알 수 있다.

## 3. 소비에너지 절약방안

### 3.1 기존의 구동장치 파라미터 설계방법

공급압력  $P_s$ 와 부하력 관련 파라미터  $\mu$ ,  $M$ ,  $a$ 가 정해지면 실린더 피스톤의 단면적  $A$ 는 부하율  $\alpha$ 를 이용한 다음 식으로부터 구할 수 있다<sup>8)</sup>.

$$P_s A \alpha = \mu Mg + Ma \quad (12)$$

미터아웃 구동시의 감압측 유량제어 밸브의 유효 단면적  $S_{e2}$ 는 식 (12)를 이용하여 도출한 피스톤 단면적  $A$ 와 부하율  $\alpha$ 를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다<sup>8)</sup>. 식 (13)에서  $\Delta t[s]$ 는 피스톤의 진행정 이동 시간을 나타낸다.

$$S_{e2} = 5.21 \cdot 10^{-3} \cdot A(L/\Delta t)(1+2\alpha) \quad (13)$$

### 3.2 제안하는 구동장치 파라미터 설계방법

Fig. 1에 나타난 공기압 실린더 구동장치가 미터아웃 방식으로 화살표 방향으로 이동할 때,  $P_1=P_s$ , 상태변화는 등온변화로 가정하여 식 (1)~(7)을 선형화하면 실린더 피스톤의 거동을 Fig. 2로 나타낼 수 있다. Fig. 2에서  $\Delta_m(s)$ 는 곱셈형 불확실모델<sup>9)</sup>,  $k_q[\text{kg/s/m}^2]$ 는  $\partial G_2/\partial S_{e2}$ 를 나타낸다. 아래첨자 0은 평형상태로서 실린더 피스톤이 Fig. 1의 좌단 끝부분에 정지해 있는 상태, 즉,  $V_{20}$ 는  $V_d+AL$ ,  $P_{20}$ 는  $P_s$ 를 나타낸다.

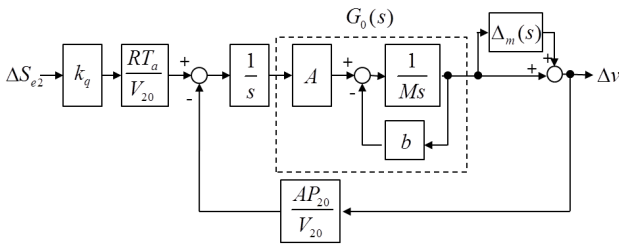


Fig. 2 Block diagram of pneumatic cylinder meter-out driving system described in Fig. 1

Fig. 2에 나타난 공기압 실린더 구동장치가 강인안정성을 보장하기 위해서는 식 (14)의 조건<sup>9)</sup>을 만족해야 한다.

$$|\Delta_m(s)| < \frac{1}{|T(s)|} \quad (14)$$

식 (14)에 나타난  $\Delta_m(s)$ 는 식 (15)와 같이 기술할 수 있다.

$$\Delta_m(s) = \frac{\tilde{G}_0(s) - G_0(s)}{G_0(s)} = \frac{\tilde{A}}{A} - 1 \quad (15)$$

식 (15)에서  $G_0(s)$ 는 Fig. 2에 나타난 부분으로  $A/\{s(Ms+b)\}$  이고,  $\tilde{G}_0(s)$ 는  $\tilde{A}\{s(Ms+b)\}$ 로서  $G_0(s)$ 의 변화를 나타낸다. 식 (15)에서  $\tilde{A}$ 는 공급 압력을 변화시켰을 때의 실린더 단면적을 나타낸다.

$\Delta_m(s)$ 를 외란입력으로 간주하면, Fig. 2의 출력이 피스톤 이동속도  $\Delta v$ 이므로 상보감도함수  $T(s)$ 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T(s) = \frac{\frac{A^2 P_{20}}{M V_{20}}}{s^2 + \frac{b}{M}s + \frac{A^2 P_{20}}{M V_{20}}} \quad (16)$$

식 (14)를 만족하는  $\tilde{A}$ 를 이용하면 공급 압력  $\tilde{P}_s$ 를 식 (17)과 같이 구할 수 있다.

$$\tilde{P}_s = P_s \frac{\tilde{A}}{A} \quad (17)$$

이 때, 식 (17)과 같이 공급 압력을 감소시킨 후, 감소시키기 전과 동일한 실린더 출력을 얻기 위해서는 실린더 피스톤의 수압면적을 증가시켜야 하지만, 수압면적이 증가하면 공급 압력이 감소하더라도 부하 구동시의 실린더 소비에너지가 감소하지 않는다. 그러므로, 부하 구동시의 실린더 소비에너지를 절감하기 위해서는 공급 압력을 감소시키기 전과 동일한 수압면적을 이용하여 식 (18)과 같이 부하율  $\tilde{\alpha}$ 를 구한 후, 이  $\tilde{\alpha}$ 와  $\tilde{A}$ 를 이용하여 공급 압력을  $\tilde{P}_s$ 로 감소시켰을 때의  $\tilde{S}_{e2}$ 를 식 (19)와 같이 구하면 된다.

$$\tilde{\alpha} = \frac{\mu M g + M a}{\tilde{P}_s A} \quad (18)$$

$$\tilde{S}_{e2} = 5.21 \cdot 10^{-3} \cdot \tilde{A} (L/\Delta t) (1 + 2\tilde{\alpha}) \quad (19)$$

## 4. 소비에너지 절약 효과

본 논문에서 이용한 미터아웃 구동장치의 물리 파라미터를 Table 1에 나타낸다.

Table 1 Physical parameters of the cylinder meter-out driving apparatus

$A$ [m <sup>2</sup> ]	$\pi d^2/4$	$P_a$ [Pa]	101300
$b$ [N/(m/s)]	50	$R$ [J/(kgK)]	287
$C_p$ [J/(kgK)]	1005	$S_{e1}$ [m <sup>2</sup> ]	$4 \times 10^{-6}$
$C_v$ [J/(kgK)]	718	$S_{h1}$ [m <sup>2</sup> ]	$\pi dx + 2A$
$h$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	50	$S_{h2}$ [m <sup>2</sup> ]	$\pi d(L-x) + 2A$
$k$	1.4	$T_a = T_s$ [K]	293
$L$ [m]	0.3	$V_d$ [m <sup>3</sup> ]	$3.25 \times 10^{-5}$
$M$ [kg]	50	$\mu$	0.2

$\Delta t$ 를 1[s]로 설정하고 Table 1에 나타난 파라미터와 식 (12)를 이용하여 실린더 피스톤의 단면적  $A$ 를 구하면  $4.57 \times 10^{-4} [\text{m}^2]$ 이 된다. 이 때,  $P_s$ 와  $\alpha$ 의 초기치는 각각 591.6[kPa], 0.6으로 설정하였다.  $S_{e2}$ 는 식 (13)을 이용하여 구할 수 있다.

Fig. 3은 식 (14)의 조건을 만족하는  $\tilde{A}$ 의 최대치를 이용한 결과이고, 실선은  $\Delta_m(s)$ , 파선은  $T(s)^{-1}$ 를 나타낸다. Fig. 3에서  $\Delta_m(s)$ 에 대한 결과는  $\tilde{A}$ 를  $1.25 \times A$ 로 설정한 결과이다. 식 (14)의 조건을 만족하는  $\tilde{A}$  및 식 (17)~(19)를 이용하면 피스톤의 전 행정 이동시간  $\Delta t$ 를 설계치인 1[s]로 유지하면서 감압할 수 있는 공급 압력의 하한치와 그 때의  $\tilde{S}_{e2}$ 를 구할 수 있다.

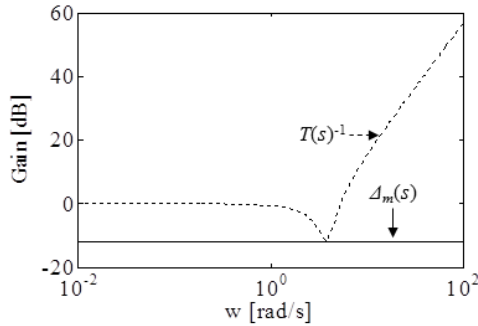


Fig. 3 Plots of  $\Delta_m(s)$  and  $T(s)^{-1}$  verifying robust stability

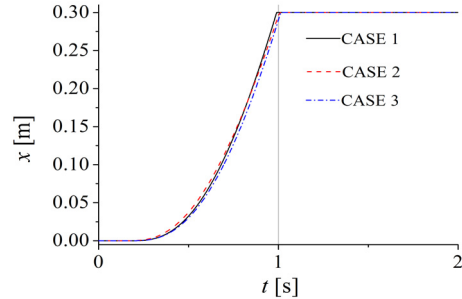
설계한 미터아웃 구동장치의 파라미터를 Table 2에 나타낸다. Table 2에서 CASE 3의 공급 압력이 감압할 수 있는 공급 압력의 하한치를 나타낸다.

Table 2 Designed parameters of the cylinder meter-out driving apparatus with conventional and proposed method

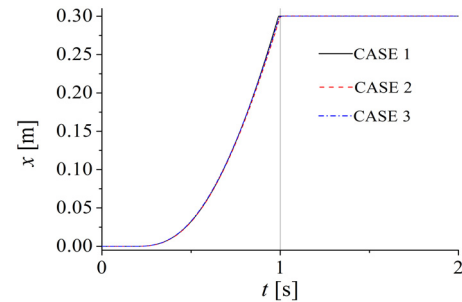
		CASE 1	CASE 2	CASE 3
$P_s$ [kPa]		591.6	542.6	493.5
conventional method	$A$ [m <sup>2</sup> ]	$4.57 \times 10^{-4}$	$5.03 \times 10^{-4}$	$5.66 \times 10^{-4}$
	$S_{e2}$ [m <sup>2</sup> ]	$1.6 \times 10^{-6}$	$1.73 \times 10^{-6}$	$1.94 \times 10^{-6}$
proposed method	$A$ [m <sup>2</sup> ]	$4.57 \times 10^{-4}$		
	$\tilde{S}_{e2}$ [m <sup>2</sup> ]	$1.6 \times 10^{-6}$	$1.9 \times 10^{-6}$	$2.5 \times 10^{-6}$

Fig. 4, 5는 식 (1)~(7), (11)과 Table 1, 2에 나타난 파라미터를 이용한 수치해석 결과를 나타낸다. Fig. 4는 위치응답을 나타내고, 기존 방법을 이용한 결과와 제안하는 방법을 이용한 결과 모두 1[s] 이내에 피스톤의 이동이 종료함을 알 수 있다. Fig. 5는 실린더 피스톤 구동시의 소비에너지를 나타낸다. Fig. 5로부터 기존 방법을 이용한 결과는 공급 압력을 감소시켜도 소비에너지가 감소하지 않지만, 제안하는

방법을 이용하면 소비에너지가 최대 17%정도 감소하는 것을 알 수 있다. 이 결과로부터 제안하는 방법을 이용하면 산업현장에서 사용하는 실린더의 수, 구동 사이클 및 행정길이가 증가할수록 소비에너지 절감량이 증가하는 것을 예측 할 수 있다.



(a) Results using proposed method



(b) Results using conventional method

Fig. 4 Position response according to the change of supply pressure

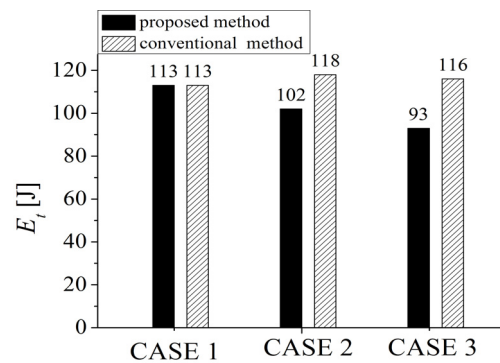
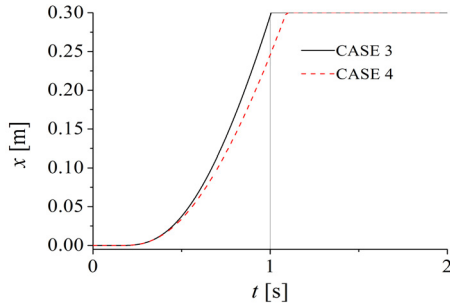


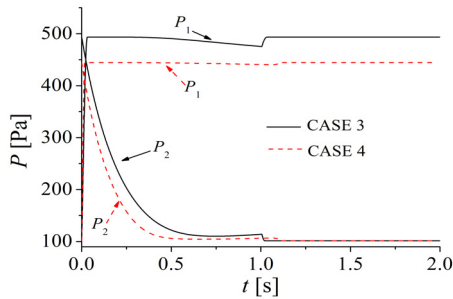
Fig. 5 Energy consumption according to the change of supply pressure

Fig. 6은 공급 압력을 감압할 수 있는 하한치로 설정하여 제안하는 방법으로 파라미터를 도출한 경우(CASE 3)와 공급 압력을 이 압력보다 50[kPa] 낮춘 경우(CASE 4)를 비교한 결과를 나타낸다. CASE 4에서  $\tilde{S}_{e2}$ 는 3.0[mm<sup>2</sup>]로 설정하였다. Fig. 6으로부터

공급 압력이 CASE 3보다 낮으면 실린더 피스톤실 양측의 압력차가 최대가 되어도 피스톤의 전 행정 이동시간  $\Delta t$ 를 설계치인 1[s]이내로 유지할 수 없음을 알 수 있고, 이 결과로부터 본 논문에서 제안한 공급 압력 하한치 설정방법의 타당성을 확인할 수 있다.



(a) Position responses



(b) Pressure responses

Fig. 6 Comparison of position and pressure responses of CASE 3 with those of CASE 4

#### 4. 결 론

본 논문에서는 부하 구동시의 공급압력 저압화에 의한 소비에너지 절약을 목적으로 산업현장에서 가장 많이 사용되는 미터아웃 방식 공기압 실린더 구동장치의 파라미터 선정방법을 제안하고, 제안한 방법을 이용한 소비에너지 절약 효과를 제시하였다. 본 논문에서 얻어진 성과는 다음과 같다.

(1) 피스톤의 전 행정 이동시간을 일정하게 유지하면서 감압할 수 있는 공급압력의 하한치 선정방법을 제시하였다.

(2) 공급압력을 감압하여도 피스톤의 전 행정 이동시간을 일정하게 유지할 수 있는 배기측 유효단면적 선정방법을 제시하였다.

(3) 제안하는 방법을 적용한 결과 피스톤의 전 행정 이동시간을 일정하게 유지하면서도 소비에너지가 최대 17%정도 감소하는 것을 확인하였다.

제안하는 파라미터 선정방법은 공급압력의 변화에 따라 배기측 유효단면적을 조절하기만하면 되므로 기존 미터아웃 구동장치의 구성요소를 변경하지 않아도 그대로 적용할 수 있는 특징이 있다. 그러므로 산업현장에서 용이하게 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

#### 참고 문헌

1. Takahashi, T., 1996, "Energy Saving for Pneumatic Systems", Journal of the Japan Hydraulics and Pneumatics Society, Vol. 27, No. 3, pp. 362-365.
2. The Energy Resources Center of the Illinois Industries of the Future, "Best practices compressed air", [http://www.erc.uic.edu/iof/comp\\_air.html](http://www.erc.uic.edu/iof/comp_air.html).
3. Naotake, O., 2003, "Energy Saving for Pneumatic System", 財團法人省エネルギーセンタ.
4. Luo, X., Sun, H. and Wang, J., 2011, "An Energy Efficient Pneumatic-electrical System and Control Strategy Development", 2011 American Control Conference, pp. 4743-4748.
5. Ogawa, T., 1996, "Energy Saving for Pneumatic Systems & Equipments", Journal of the Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 27, No. 3, pp. 378-382.
6. Shen, X. and Goldfarb, M., 2007, "Energy Saving in Pneumatic Servo Control Utilizing Inter-Chamber Cross-Flow", ASME J. Dyn. Sys., Meas., Control, Vol. 129, Issue 3, 303.
7. Terashima, Y., Kawakami, Y. and Kawai, S., 2000, "An Approach for Energy Conservation in Pneumatic Systems(1st Report)", Trans. of The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 31, No. 6, pp. 157-163.
8. 日本油空壓工業會, 1990, "實用空氣壓ポケットブック", タカラ印刷紙工株式會社, p. 363.
9. Doyle, J. C., Francis, B. A. and Tannenbaum, A. R., 1992, "Feedback Control Theory", Macmillan Publishing Company, pp. 51-56.