

공급압력 변화에 의한 공기압 실린더 구동장치의 소비에너지 변화량 추정 방법

A Method of Estimation of Energy Consumption according to a Supply Pressure for Pneumatic Cylinder Driving Apparatus

장 지 성

J. S. Jang

접수일: 2012년 4월 5일, 수정일: 2012년 5월 14일, 게재확정일: 2012년 5월 22일

Key Words : Estimation method of consumption energy(소비에너지 추정방법), Meter-out driving(미터아웃 구동), Pneumatic cylinder driving apparatus(공기압 실린더 구동장치), Variation of parameters(파라미터 변화)

Abstract: Pneumatic cylinder meter-out driving apparatus is used widely because it is clean, lightweight, and can be easily serviced. In this study an estimation method of energy consumption for pneumatic cylinder meter-out driving apparatus is proposed. The proposed method is derived from state equation and energy equation of air, and, the equation of motion of a moving part of a pneumatic cylinder reflecting the characteristics of the meter-out driving. The effectiveness of the proposed method is proved by simulation study and it demonstrates that the proposed method can evaluate the energy consumption quickly and easily when the parameters of the driving apparatus are changed.

1. 서 론

공기압 구동장치는 사용이 간편한 장점이외에도 청정한 환경에서 사용가능하고, 에너지 저장이 용이하기 때문에 산업 현장의 자동화 시스템 구축 등에 폭넓게 사용되고 있다¹⁾. 공기압 구동장치가 우리나라 산업현장 전체의 에너지 소비량 중에서 어느 정도의 비율을 차지하고 있는지는 명확하지 않지만, 일본과 미국 산업현장의 전기에너지 소비량 중에서 공기압 구동장치가 차지하는 비율이 각각 15%²⁾ 및 20%³⁾ 정도로 알려져 있다. 또한, 공기압 구동장치의 전기에너지 소비량 중에서 실린더를 포함한 액추에이터 구동이 차지하는 비율은 약 35[%] 정도로 알려져 있다⁴⁾. 우리나라의 산업 구조가 일본과 유사한 점과 최근의 산업현장 자동화 현황을 생각한다면 국내 제조현장에서 공기압 액추에이터가 소비하는 에너지는 상기의 비율보다 상당히 증가하였을 것으로 판단된다. 그러므로 공기압 액추에이터의 소비에너지 절감은 산업현장 전체의 소비에너지 절감을 위하여 중요한 과제로 생각할 수 있다.

공기압 실린더의 소비에너지와 관련된 연구로는 실린더 배기측 공기를 재활용하는 방법⁵⁾, 무부하 구동시의 공급압력을 저압화하는 방법⁶⁾, 실린더 양 챔버를 연결하는 비례밸브를 부가하여 공기소비량을 감소시키는 방법⁷⁾, 피스톤 행정 종료시에 실린더로 공급되는 공기를 차단하는 방법⁸⁾ 등이 있고, 이러한 연구에서 소비에너지 절감 정도는 실린더로 공급되는 유량의 절감정도를 계산하는 방법⁶⁾⁻⁸⁾, 입력공기동력이 출력동력으로 전환된 비율을 계산하는 방법^{5),9),10)} 등을 통하여 검증하는 방법이 제시되어 있다. 그러나 이러한 소비에너지 절감 정도 계산 방법들은 공기의 에너지방정식을 포함한 다양한 비선형 방정식을 그대로 이용하므로 구동장치의 파라미터 또는 구동방법의 변경에 의한 소비에너지 변화를 확인하기 위해서는 복잡한 계산 과정을 거쳐야 한다.

본 논문에서는 산업현장에서 가장 많이 사용되는 미터아웃 방식 공기압 실린더 구동장치를 대상으로 공급압력 등 구동장치의 파라미터 변화에 의한 소비에너지 변화량을 간편하게 확인할 수 있는 소비에너지 변화량 추정방법을 제안한다. 제안한 방법은 미터아웃 구동 방식의 구동 특성을 반영한 식으로서 실린더 내부압력과 열전달 동력의 시간변화를 고려하지 않아도 소비에너지 변화량을 추정할 수 있으

장지성(책임저자): 부경대학교 기계시스템공학과
E-mail: jangis@pknu.ac.kr, Tel: 051-629-6196

로 자동화시스템의 공기압 구동장치 파라미터 설계 시에 용이하게 활용할 수 있을 것으로 기대된다.

2. 소비에너지 변화량 추정 방법

Fig. 1은 본 연구에서 대상으로 하는 공기압 실린더 구동장치를 나타낸다. Fig. 1에서 d [m]는 피스톤 직경, G_1 [kg/s], G_2 [kg/s]는 각각 단면적이 S_{e1} [m²], S_{e2} [m²]인 오리피스를 통과하는 공기의 질량유량, L [m]은 피스톤 진행정, M [kg]은 실린더 피스톤을 포함한 부하질량, P_1 [Pa], P_2 [Pa]는 실린더 챔버 내부 압력, P_a [Pa]는 대기 압력, P_s [Pa]는 공급 압력, T_1 [K], T_2 [K]는 실린더 챔버 내부 온도, T_a [K]는 대기 온도, T_s [K]는 공급공기 온도, V_1 [m³], V_2 [m³]는 실린더 챔버 체적, x [m]는 피스톤 변위를 나타낸다.

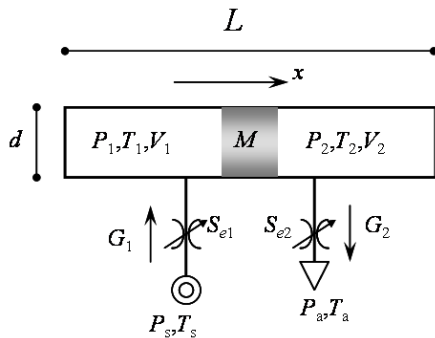


Fig. 1. Schematic diagram of a pneumatic cylinder driving system

2.1 기초방정식

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

$$V_1 \frac{dP_1}{dt} + P_1 Av = G_1 RT_1 + W_1 R \frac{dT_1}{dt},$$

$$V_1 = Ax + V_d \quad (1)$$

$$V_2 \frac{dP_2}{dt} - P_2 Av = G_2 RT_2 + W_2 R \frac{dT_2}{dt},$$

$$V_2 = A(L - x) + V_d \quad (2)$$

식 (1), (2)에서 A [m²]는 피스톤의 수압면적, R [J/(kgK)]은 기체상수, V_d [m³]는 데드볼륨(dead volume), v [m/s]는 피스톤 이동속도를 나타낸다.

실린더 챔버 내부 공기의 온도변화는 T_s 가 T_a 와 같다고 가정하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$G_1 RT_a + G_1 C_v T_a + Q_1 - P_1 Av =$$

$$G_1 C_v T_1 + W_1 C_v \frac{dT_1}{dt}, Q_1 = h \cdot S_{h1} \cdot (T_a - T_1) \quad (3)$$

$$G_2 RT_2 + Q_2 + P_2 Av = W_2 C_v \frac{dT_2}{dt},$$

$$Q_2 = h \cdot S_{h2} \cdot (T_a - T_2) \quad (4)$$

식 (3), (4)에서 W [kg]는 실린더 챔버 내부 공기질량, C_v [J/(kgK)]는 정적비열, Q [W]는 실린더 챔버 내부 공기와 대기의 열전달동력, h [W/m²K]는 열전달율, S_h [m²]는 전열면적을 나타낸다.

피스톤의 운동방정식은 다음 식으로 표현된다.

$$P_1 A - P_2 A = Ma + bv + \mu Mg \quad (5)$$

식 (5)에서 a [m/s²]는 피스톤 가속도, b [N/m/s]는 동마찰계수, μ 는 정마찰계수, g [m/s²]는 중력가속도를 나타낸다.

2.2 소비에너지 평가식

식 (1), (2)의 좌·우변 항과 식 (3), (4)의 좌·우변 항을 각각 더하여 정리하면 식 (6)과 (7)을 구할 수 있다¹⁰⁾.

$$V_1 \frac{dP_1}{dt} + Q_1 + kP_1 Av = G_1 C_p (T_1 - T_a) +$$

$$W_1 C_p \frac{dT_1}{dt} + kP_1 Av \quad (6)$$

$$V_2 \frac{dP_2}{dt} + Q_2 - kP_2 Av = W_2 C_p \frac{dT_2}{dt} - kP_2 Av \quad (7)$$

식 (6), (7)에서 C_p [J/(kgK)]는 정압비열, k 는 비열비를 나타낸다. 식 (6)과 (7)은 실린더 피스톤이 Fig. 1의 화살표 방향으로 이동할 때, 좌·우측 실린더 챔버의 에너지 보존법칙을 나타낸다.

공기압 실린더 구동장치는 다양한 방식으로 사용되지만, 산업현장에서 가장 많이 사용되는 미터아웃 구동방식에서는 피스톤이 Fig. 1에 나타난 화살표 방향으로 이동하여 실린더 끝단에 도달하면 좌측 실린더 챔버 내부 공기는 피스톤에 대한 에너지전달을 끝내게 되고, 피스톤이 반대 방향으로 이동할 때 모두 대기 중으로 버려진다. 이상의 결과로부터, 미터아웃 방식으로 구동되는 공기압 실린더 구동장치에서 부하 구동시 소비하는 에너지 E_d [J]는 식 (8)로 나타낼 수 있다. 식 (8)에서 t_1 과 t_2 는 각각 실린더구

동 시작시각과 종료시각을 나타낸다.

$$E_d = \int_{t_1}^{t_2} \left\{ V_1 \frac{dP_1}{dt} + Q_1 + kP_1Av \right\} dt \quad (8)$$

2.3 소비에너지 절감 방법

실린더 피스톤의 단면적 A 는 무차원 관성계수 J 를 이용한 다음 식으로부터 구할 수 있다¹¹⁾.

$$A = J \cdot M \cdot (v_{avg}/\Delta t)/P_s \quad (9)$$

식 (9)에서 $\Delta t[s]$ 는 설계사양에서 지정한 피스톤의 전행정 이동시간, v_{avg} 는 $L/\Delta t$ 을 각각 나타낸다.

미터아웃 구동시, $\Delta t[s]$ 이내에 부하질량을 이동시키기 위하여 필요한 유량제어 밸브의 유효단면적 S_{e2} 는 식 (9)에서 도출한 피스톤 단면적 A 를 이용하여 식 (10)과 같이 설정할 수 있다¹²⁾.

$$S_{e2} = 5.21 \cdot 10^{-3} \cdot A \cdot v_{avg} \quad (10)$$

이 때, 구동장치의 소비에너지를 절약하기 위하여 공급압력을 감소시키면 식 (9)로부터 실린더 피스톤의 수압면적이 공급압력의 감소분에 반비례하여 증가하게 됨을 알 수 있다. 이러한 결과를 소비에너지 평가식 (8)과 연계하여 살펴보면 공급 압력을 감소시키더라도 기존 설계 방법으로는 부하 구동시의 실린더 소비에너지를 감소시킬 수 없음을 알 수 있다.

이러한 문제점을 해결하여 공급압력 저압화에 의한 소비에너지를 절약을 실현할 수 있는 공기압 실린더 구동장치 설계방법으로는 다음과 같은 방법을 사용할 수 있다.

Fig. 1에 나타난 공기압 실린더 구동장치가 미터아웃 방식으로 화살표 방향으로 이동할 때, $P_1=P_s$, 상태변화는 등온변화로 가정하고, 입력을 유량제어 밸브의 유효단면적 S_{e2} , 출력을 피스톤 이동속도 v 로 설정하여 식 (1)~(5)를 선형화하면 실린더 피스톤의 거동을 Fig. 2로 나타낼 수 있다.

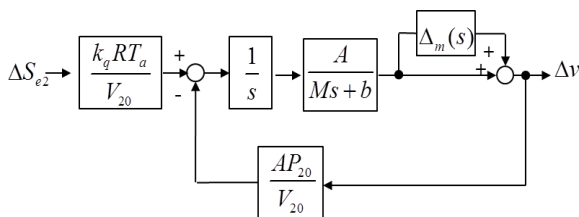


Fig. 2. Block diagram of a pneumatic cylinder meter out driving system considering multiplicative uncertainty model

Fig. 2에서 $k_g[kg/s/m^2]$ 는 $\partial G_2/\partial S_{e2}$ 를 나타내고, 아래첨자 0은 실린더 피스톤이 Fig. 1의 좌단 끝부분에 정지해 있는 상태, 즉, V_{20} 는 V_d+AL , P_{20} 는 P_s 를 나타낸다. $\Delta_m(s)$ 는 곱셈형 불확실모델¹³⁾로서 공급압력을 감소시켰을 때의 실린더 단면적을 \tilde{A} 로 정의하면 식 (11)로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta_m(s) &= \frac{\tilde{A}/(Ms+b) - A/(Ms+b)}{A/(Ms+b)} \\ &= \frac{\tilde{A}}{A} - 1 \end{aligned} \quad (11)$$

$\Delta_m(s)$ 를 외란입력으로 간주하면, Fig. 2에 나타난 구동장치의 상보감도함수 $T(s)$ 를 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$T(s) = \frac{\frac{A^2 P_{20}}{MV_{20}}}{s^2 + \frac{b}{M}s + \frac{A^2 P_{20}}{MV_{20}}} \quad (12)$$

Fig. 2에 나타난 구동장치가 강인안정성을 보장하기 위해서는 식 (13)의 조건을 만족해야 한다.¹³⁾

$$\left| \frac{\tilde{A}}{A} - 1 \right| < \frac{1}{|T(s)|} \quad (13)$$

식 (13)을 만족하는 \tilde{A} 를 이용하면 공급 압력 \tilde{P}_s 를 식 (14)와 같이 구할 수 있다.

$$\tilde{P}_s = P_s \frac{A}{\tilde{A}} \quad (14)$$

이 때, 식 (14)를 이용하여 공급 압력을 감소시킨 후, 감소시키기 전과 동일한 실린더 피스톤 이동속도를 얻기 위해서는 실린더 피스톤의 수압면적을 \tilde{A} 가 되도록 증가시켜야 하지만, 수압면적이 증가하면 공급 압력이 감소하더라도 전술한 바와 같이 부하 구동시의 실린더 소비에너지가 감소하지 않는다. 그러므로, 공급 압력 저압화에 의한 소비에너지 감소 효과를 얻기 위해서는 공급 압력을 감소시키기 전과 동일한 수압면적 A 인 실린더를 사용하면서 공급 압력을 식 (14)의 조건을 만족하는 \tilde{P}_s 로 감소시켰을 때의 \tilde{S}_{e2} 를 식 (15)와 같이 구하면 된다.

$$\tilde{S}_{e2} = 5.21 \cdot 10^{-3} \cdot \tilde{A}(L/\Delta t) \quad (15)$$

공급 압력을 \tilde{P}_s 로 저압화한 구동장치의 소비에너지 \tilde{E}_d 는 식 (16)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\widetilde{E}_d = \int_{t_1}^{t_2} \left\{ V_1 \frac{d\widetilde{P}_1}{dt} + \widetilde{Q}_1 + k\widetilde{P}_1 A v \right\} dt \quad (16)$$

2.4 소비에너지 변화량 추정 방법

식 (16)과 식 (8)을 비교하면 실린더 내부의 구동 압력과 열전달 동력을 제외한 나머지 파라미터가 같음을 알 수 있지만, 식 내부에 실린더 내부압력의 시간변화와 열전달 동력이 포함되어 있으므로 소비에너지 변화량을 간단하게 추정하기는 곤란하다. 식 (16)과 (8)을 적분하지 않고도 소비에너지의 변화량을 추정할 수 있는 방법은 다음과 같이 도출할 수 있다. 우선 식 (1)과 (3)을 정리하면 다음과 같은 관계를 유도할 수 있다.

$$V_1 \frac{dP_1}{dt} + Q_1 = G_1 C_p (T_1 - T_a) + W_1 C_p \frac{dT_1}{dt} \quad (17)$$

공기압 실린더가 미터아웃 방식으로 구동될 때, 피스톤의 이동속도가 설정 속도에 도달하면 피스톤이 Fig. 1에 나타난 실린더의 우측 끝단에 도달할 때까지 구동측 실린더 실 내부 온도 T_1 이 일정하게 유지 된다. 이 때 T_1 과 T_a 의 차이가 작다면 피스톤의 이동속도가 설정 속도에 도달한 이후에는 식 (17)을 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$V_1 \frac{dP_1}{dt} + Q_1 \approx 0 \quad (18)$$

또한, 공기압 실린더가 미터아웃 방식으로 구동될 때 구동측 실린더 챔버 내부 압력이 공급 압력과 동일하다고 가정하면 식 (8)과 (16)을 다음과 같이 근사적으로 기술할 수 있다.

$$E_{da} = kP_s AL, \widetilde{E}_{da} = k\widetilde{P}_s AL \quad (19)$$

3. 소비에너지 변화량 추정 결과 및 고찰

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

Δt 를 2[s]로 설정하고 Table 1에 나타난 파라미터와 식 (9)를 이용하여 실린더 피스톤의 단면적 A 를 구하면 $5.0 \cdot 10^{-3} [m^2]$ 이 된다. 이 때, P_s 는 601.3 [kPa], J 는 200, M 은 100으로 설정하였다. S_{e2} 는 식 (10)을 이용하여 구할 수 있다. 다음으로 공급압력을 저압화하기 위하여 식 (13)의 조건을 만족하는 \widetilde{A} 의 최대치를 구해보면 $1.15 \cdot A$ 를 얻을 수 있다. 이 결과와

식 (14)를 이용하면 \widetilde{P}_s 의 하한치를 520 [kPa]로 설정할 수 있다. 공급 압력 \widetilde{P}_s 의 하한치를 520[kPa]로 설정했을 때의 배기측 유효단면적 \widetilde{S}_{e2} 는 식 (15)를 이용하여 구할 수 있다.

Table 1 Physical parameters of the cylinder driving apparatus

b [N/(m/s)]	100	R [J/(kgK)]	287
C_p [J/(kgK)]	1005	S_{e1} [m ²]	15×10^{-6}
C_v [J/(kgK)]	718	S_{h1} [m ²]	$\pi dx + 2A$
h [W/(m ² K)]	50	S_{h2} [m ²]	$\pi d(L-x) + 2A$
k	1.4	T_a [K], T_s [K]	293
L [m]	0.6	V_d [m ³]	3.0×10^{-5}
P_a [Pa]	101300	μ	0.2

Fig. 3은 상기 파라미터를 이용한 구동장치의 수치해석 결과를 나타낸다.

Fig. 3의 (a)는 위치응답을 나타내고, 구동 압력을 감압하여도 배기측 유효단면적의 적절한 설계에 의하여 2[s]이내에 피스톤의 이동이 종료함을 알 수 있다.

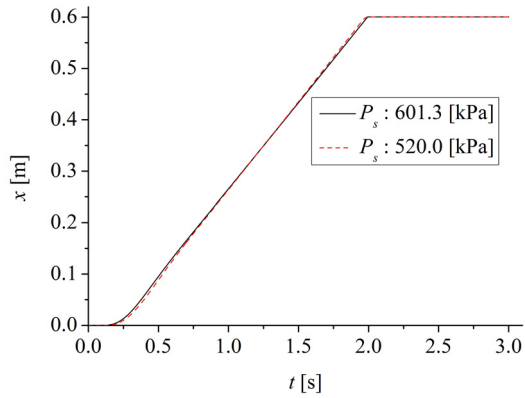
Fig. 3의 (b)와 (c)는 각각 압력 및 온도 응답을 나타내고, 양 실린더 챔버 내부 압력이 구동 압력의 감압분 만큼 낮아진 것 이외에는 유사한 응답이 얻어짐을 알 수 있다.

Table 2는 Fig. 3과 같이 실린더가 구동될 때 소비한 에너지를 나타낸다. Table 2의 CASE 1은 Fig. 3에서 P_s 를 601.3[kPa]로 설정한 경우, CASE 2는 P_s 를 520.0[kPa]로 설정한 경우를 각각 나타낸다. CASE 1, 2의 소비에너지에는 실린더 내부압력의 시간변화와 열전달 동력을 고려한 식 (8), (16)을 이용한 결과와 미터아웃 구동 방식의 특징을 반영한 식 (19)를 이용한 결과를 병기하였다.

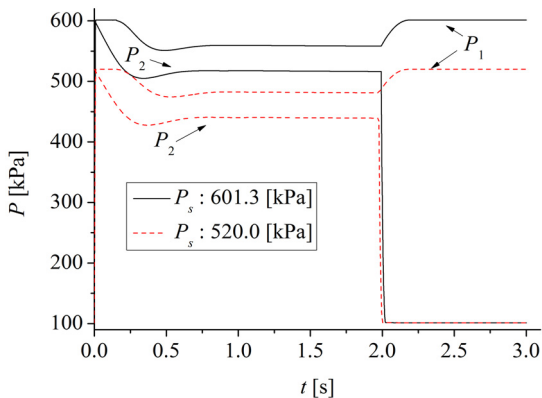
식 (8), (16)을 이용한 결과와 식 (19)를 이용한 결과를 살펴보면 Fig. 3의 (b)에 나타난 바와 같이 미터아웃 구동시 구동측 실린더 챔버 내부 압력 P_1 이 공급 압력 P_s 보다 낮은 값으로 유지되므로 식 (19)를 이용하여 도출한 소비에너지가 더 큰 값을 가지게 됨을 알 수 있다. 그러나, 식 (8)과 식 (19)를 이용한 결과의 오차($1 - E_d/E_{da}$) 및 식 (16)과 식 (19)를 이용한 결과의 오차($1 - \widetilde{E}_d/\widetilde{E}_{da}$)를 나타낸 Table 2의 E_e 를 살펴보면 CASE 1, CASE 2 모두 유사한 값을 나타냄을 알 수 있다.

또한, 공급 압력 감압에 의한 소비에너지 변화 비

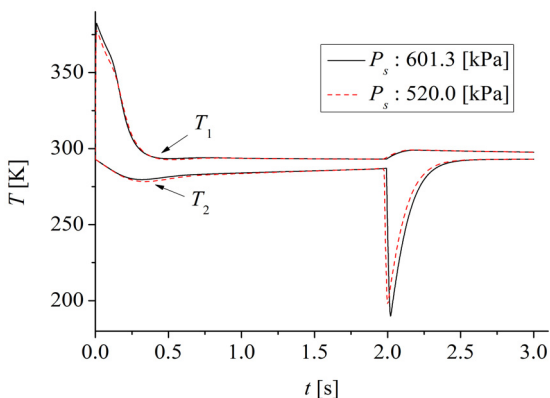
을 E_{sr} 을 비교해 보면 실린더 내부압력의 시간변화와 열전달 동력을 고려한 식 (8)과 (16)을 이용한 결과($\widetilde{E}_d/E_d - 1$) 및 미터아웃 구동 방식의 특징을 반영한 식 (19)를 이용한 결과($\widetilde{E}_{da}/E_{da} - 1$) 모두 유사한 값을 나타내고 있음을 알 수 있다.



(a) Position Response



(b) Pressure Response



(c) Temperature Response

Fig. 3. Comparison of simulation results according to the change of parameters of pneumatic cylinder driving system

Table 2. Consumed energy of meter-out driving systems described in Fig. 3

	CASE 1	CASE 2	E_{sr} [%]
P_s [kPa]	601.3	520.0	
A [m ²]	$5.0 \cdot 10^{-3}$	$5.0 \cdot 10^{-3}$	
S_{e2} [m ²]	$8.7 \cdot 10^{-6}$	$9.0 \cdot 10^{-6}$	
consumed energy[J]	E_d : 2362(Eq. 8)	\widetilde{E}_d : 2036(Eq. 16)	-13.8
	E_{da} : 2525(Eq. 19)	\widetilde{E}_{da} : 2184(Eq. 19)	-13.5
E_r [%]	$\left(1 - \frac{E_d}{E_{da}}\right) \cdot 100$	$\left(1 - \frac{\widetilde{E}_d}{\widetilde{E}_{da}}\right) \cdot 100$	
	6.9	6.8	

Fig. 4는 무차원 관성계수 J 와 부하질량 M 을 변화시켰을 때의 소비에너지 추정 오차 E_r 을 나타낸다. J 와 M 이외의 값은 Table 1에 나타난 파라미터를 이용하였다. 이 결과로부터 식 (8)을 이용했을 때와 식 (19)를 이용하였을 때의 소비에너지 추정치에 대한 오차는 J 값이 50~200 정도일 때 최대값을 나타낸 후, J 값이 증가할수록 감소함을 알 수 있다.

Fig. 5는 무차원 관성계수 J 를 10~1000, 부하질량 M 을 20[kg] 및 200[kg]으로 변화시켰을 때의 E_{sr} 의 차, 즉, 식 (8)과 (16)을 이용한 소비에너지 절감 비율($1 - \widetilde{E}_d/E_d$) 및 식 (19)를 이용한 소비에너지 절감 비율($1 - \widetilde{E}_{da}/E_{da}$)의 차를 나타낸다.

Fig. 5로부터 관성계수 J 와 부하질량 M 을 변화시켜도 소비에너지 절감 비율의 계산 편차가 ± 0.5 [%] 이내로 유지됨을 알 수 있다. 이 결과로부터 식 (19)를 이용하면 공기압 실린더가 미터아웃 방식으로 구동될 때 내부압력의 시간변화와 열전달 동력을 고려하지 않아도 소비에너지 변화량을 추정할 수 있음을 확인할 수 있다.

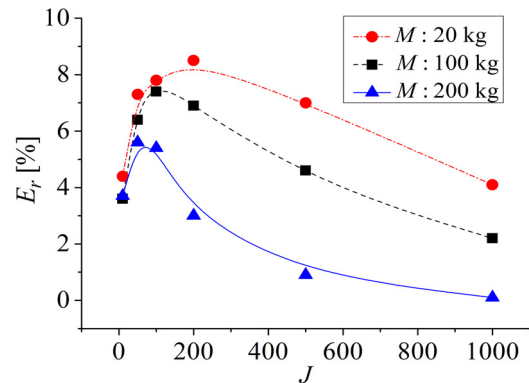


Fig. 4. Estimation error of consumed energy according to the change of J parameter and load mass

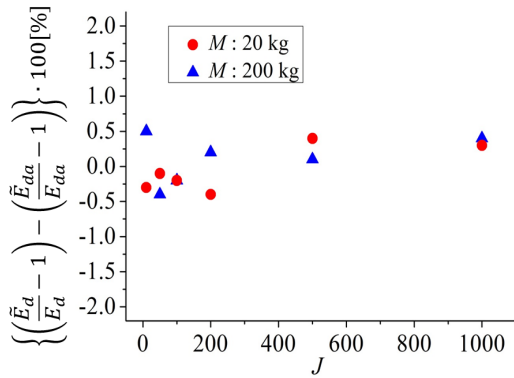


Fig. 5. Comparison of energy saving rate with Eq. (8), (16) and Eq. (19) according to the change of J parameter and load mass

5. 결론

본 논문에서는 산업현장에서 가장 많이 사용되는 미터아웃 방식 공기압 실린더 구동장치를 대상으로 공급압력 등의 파라미터를 변화시켰을 때의 소비에너지 변화량을 용이하게 추정할 수 있는 방법을 제안하고, 파라미터를 다양하게 변화시킨 공기압 실린더 구동장치에 적용하여 제안한 방법의 타당성을 검증하였다. 본 논문에서 얻어진 성과는 다음과 같다.

(1) 공기압 실린더 미터아웃 구동 방식의 특징을 반영하여 실린더 내부압력 및 열전달 동력의 시간변화를 고려하지 않아도 소비에너지를 추정할 수 있는 평가식을 제안하였다.

(2) 제안한 평가식을 이용하였을 때의 오차 발생 요인은 미터아웃 구동시 구동축 실린더 피스톤실 내부 압력이 공급 압력보다 낮은 값으로 유지되기 때문이고, 무차원 관성계수와 부하질량이 증가할수록 오차가 감소함을 확인하였다.

(3) 무차원 관성계수와 부하질량을 변화시킨 미터아웃 구동장치에 대하여 제안한 평가식을 적용한 결과 소비에너지 절감 비율의 계산 편차가 $\pm 0.5[\%]$ 이내로 유지됨을 확인하였다.

제안하는 평가식은 실린더 내부압력 및 열전달 동력의 시간변화를 포함하지 않는 간단한 식으로 표현되어 있으므로 공급압력 등의 변화에 따른 소비에너지의 변화량을 신속하게 평가할 수 있다. 그러므로 산업현장에서 공기압 미터아웃 구동장치를 설계할 때 용이하게 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

참고 문헌

1) J. C. Lee and H. Liu, “자동차 공기스프링의 특성

에 대한 실험적 고찰”, 유공압시스템학회논문집, 제8권, 제2호, pp. 17~22, 2011.

2) T. Takahashi, "Energy Saving for Pneumatic Systems", Journal of the Japan Hydraulics and Pneumatics Society, Vol. 27, No. 3, pp. 362~365, 1996.

3) The Energy Resources Center of the Illinois Industries of the Future, “Best practices compressed air”, http://www.erc.uic.edu/iof/comp_air.html.

4) O. Naotake, “Energy Saving for Pneumatic System”, 財團法人省エネルギーセンター, 2003.

5) X. Luo, H. Sun and J. Wang, “An Energy Efficient Pneumatic-electrical System and Control Strategy Development”, 2011 American Control Conference, pp. 4743~4748, 2011.

6) T. Ogawa, “Energy Saving for Pneumatic Systems & Equipments”, Journal of the Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 27, No. 3, pp. 378~382, 1996.

7) X. Shen and M. Goldfarb, “Energy Saving in Pneumatic Servo Control Utilizing Inter - Chamber Cross-Flow”, ASME J. Dyn. Sys., Meas., Control, Vol. 129, Issue 3, 303, 2007.

8) Y. Terashima, Y. Kawakami and S. Kawai, "An Approach for Energy Conservation in Pneumatic Systems(1st Report)", Trans. of The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 31, No. 6, pp. 157~163, 2000.

9) M. Cai, T. Fujita and T. Kagawa, “Energy Consumption and Assessment of Pneumatic Actuating Systems”, Trans. of The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 32, No. 5, pp. 118~123, 2001.

10) 장지성, 지상원, “공기압 구동장치의 에너지효율 평가”, 한국동력기계공학회, Vol. 15, No. 6, pp. 95~100, 2011.

11) 日本油空壓學會, “油空壓便覽”, オーム會, p. 547, 1989.

12) 日本油空壓工業會, “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, 1990.

13) J. C. Doyle, B. A. Francis and A. R. Tannenbaum, "Feedback Control Theory", Macmillan Publishing Company, pp. 51~56, 1992.