

공기압실린더 구동장치의 에너지전달 효율 평가

Evaluation of Energy Transfer Efficiency of Pneumatic Cylinder Driving Apparatus

장 지 성
J. S. Jang

1. 서 언

공기압 구동장치는 취급이 간단하고 저렴한 가격으로 자동화 시스템을 구축할 수 있으므로 산업 현장에서 폭넓게 사용되고 있다. 공기압 구동장치가 우리나라 산업현장 전체의 에너지 소비량 중에서 어느 정도의 비율을 차지하고 있는지는 명확하지 않지만, 일본의 예를 들면 1996년을 기준으로 공기구동 장치의 전기에너지 소비량이 제조현장 전체의 전기에너지 소비량의 10~15[%]정도를 차지하고 있는 것으로 알려져 있다.¹⁾ 우리나라의 산업 구조가 일본과 유사하고 또한, 최근 10년간의 자동화 현황을 생각한다면 국내 제조현장에서 공기압 구동장치가 소비하는 에너지는 상기의 비율보다 상당히 많을 것으로 판단된다. 그러므로, 공기압 구동장치의 에너지 절감은 산업현장 전체의 에너지 절감을 위하여 중요한 과제로 생각할 수 있다.

공기압 구동장치는 다른 구동 방식과 비교하여 에너지 효율이 낮다고 평가되고 있고, 이러한 평가기준으로는 압축기로 공급한 전기에너지와 해당 압축기로 구동하는 공기압 장치 전체의 공급압력 및 소비유량을 이용한 평가방법이 사용되고 있다.²⁾ 그러나, 이러한 평가방법으로는 특정 산업현장에 사용되고 있는 공기압 구동기기 전체의 에너지 소비 효율을 개략적으로 판단할 수는 있지만, 공기압 구동기기 자체의 에너지 소비효율을 판단할 수 없으므로 에너지 절감 차원에서의 공기압기기 설계 등에는 활용할 수 없고, 또한 공기압 구동기기의 실제 출력을 기준으로 공기압 구동장치의 에너지 효율을 제시할 수도 없다.

이러한 문제를 해결하기 위하여 공기압 구동기기 내부의 압축공기가 대기압까지 등온팽창 하는 에너지를 입력에너지, 공기압 구동기기의 체적과 내부 압력을 이용한 에너지를 출력에너지로 정의하여 공기압 구동기기 자체의 에너지 소비효율을 평가할 수 있는 방법이 제시되어 있다.^{3~4)} 그러나, 공기압 실린

더는 구동 중에 실린더 내부 공기가 대기압까지 등온팽창 하는 경우가 없으므로 상기한 방법을 적용하여 에너지효율을 정확하게 평가할 수 없다.

본 해설에서는 공기의 상태방정식과 에너지 방정식 및 실린더 구동부의 운동방정식을 이용한 공기압 실린더의 에너지전달 효율 평가식을 소개한다. 소개하는 평가식은 제어밸브를 통과하여 실린더로 공급되는 공기에너지를 입력에너지, 실린더 부하의 출력을 출력에너지로 정의하였으므로 실린더 구동장치 자체의 에너지 효율을 정확하게 평가할 수 있고, 입력에너지가 출력에너지로 변환되는 과정에서의 각종 에너지 소비를 분석할 수 있으므로 공기압 실린더 구동장치의 에너지효율 향상에 기여할 수 있을 것으로 판단된다.

2. 에너지전달 효율 평가식

2.1 고정용기

Fig. 1은 체적이 일정한 고정용기를 이용한 가압 또는 감압시스템의 개략도를 나타낸다. Fig. 1에서 사용한 기호는 다음과 같다.

P_1 : 용기내부 압력[Pa], P_a : 대기 압력[Pa], P_s : 공급 압력[Pa], S_{e1} : 가압용 제어밸브 유효단면적 [mm^2], S_{e2} : 감압용 제어밸브 유효단면적 [mm^2], T_1 : 용기내부 온도[K], T_a : 대기 온도[K], P_s : 공급공기 온도[K], V_1 : 용기체적[Pa]

2.1.1 가압과정

S_{e2} 를 0으로 설정하고 용기내부 공기의 상태방

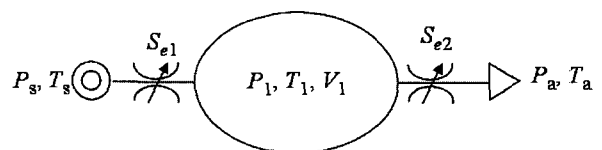


Fig. 1 Schematic diagram of charging or discharging system with a fixed volume container

정식과 에너지방정식을 미분하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$V_1 \frac{dP_1}{dt} = G_1 R T_1 + W_1 R \frac{dT_1}{dt} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} C_v G_1 T_1 + C_v W_1 \frac{dT_1}{dt} &= G_1 R T_a + G_1 C_v T_a + Q \\ Q &= h \cdot S_h (T_a - T_1) \end{aligned} \quad (2)$$

식 (1)과 (2)에서 사용한 기호는 다음과 같다.

G_1 : S_{e1} 을 통과하는 공급공기 질량유량[kg/s], R : 기체상수[J/(kgK)], W_1 : 용기내부 공기질량[kg], C_v : 정적비열[J/(kgK)], Q : 대기와의 열전달동력[J/s], h : 열전달율[W/(m²K)], S_h : 열전달면적[m²]

식 (2)를 dT_1/dt 항으로 정리하여 (1)식에 대입하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$V_1 \frac{dP_1}{dt} = G_1 R T_a + (k-1)(G_1 R T_a + Q) \quad (3)$$

식 (3)에서 k 는 비열비를 나타내고, 좌변은 용기내부에 저장되는 공기동력을 나타낸다. 우변 첫째항은 용기내부로 공급되는 공기의 동력을 나타내고, 두번째항은 용기내부로 공급되는 공기가 전달하는 열동력과 용기내부 공기가 대기와 교환하는 열전달동력의 합을 나타낸다.

식 (3)을 사용하여 용기내부로 공급되는 공기에너지를 입력에너지, 용기내부에 저장되는 에너지를 출력에너지로 정의하면 가압과정의 에너지전달 효율을 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_{e1} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \left[V_1 \frac{dP_1}{dt} - (k-1)(G_1 R T_a + Q) \right]}{\int_{t_1}^{t_2} G_1 R T_a} \times 100 \quad (4)$$

식 (4)는 용기내부 공기의 온도변화 및 대기와의 열전달을 고려한 경우이고, 등온변화로 가정한다면 $k=1$, 단열변화로 가정한다면 $Q=0$ 으로 설정하면 된다.

2.1.2 감압과정

S_{e1} 을 0으로 설정하고 용기내부 공기의 상태방정식과 에너지 방정식을 미분하면 식 (5)와 (6)으로 나타낼 수 있다. 식 (5)와 (6)에서 G_2 는 S_{e2} 를 통과하는 방출공기 질량유량을 나타낸다. 식 (3)을 도출한 방법과 동일한 과정으로 식 (5), (6)을 정리한 후 감압과정의 에너지전달 효율을 구하면 식 (7)로 나타낼 수 있다.

$$V_1 \frac{dP_1}{dt} = G_2 R T_1 + W_1 R \frac{dT_1}{dt} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} C_v W_1 \frac{dT_1}{dt} &= G_2 R T_2 + Q \\ Q &= h \cdot S_h (T_a - T_1) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\eta_{e2} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \left[V_1 \frac{dP_1}{dt} - (k-1)(G_2 R T_1 + Q) \right]}{\int_{t_1}^{t_2} G_2 R T_1} \times 100 \quad (7)$$

2.2 실린더 구동장치

Fig. 2는 실린더 구동장치의 개략도를 나타낸다.

Fig. 2에서 사용한 기호는 다음과 같다.

d : 피스톤직경[m²], x : 피스톤변위[m], L : 피스톤전스트로크[m], M : 부하질량[kg]

$dV_1/dt = -dV_2/dt = Av$ 로 두고, 실린더내부 공기의 상태방정식과 에너지 방정식을 미분하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$(V_1 + V_d) \frac{dP_1}{dt} + P_1 Av = G_1 R T_a + W_1 R \frac{dT_1}{dt} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} C_v G_1 T_1 + C_v W_1 \frac{dT_1}{dt} &= \\ &G_1 R T_a + G_1 C_v T_a + Q_1 - P_1 Av \\ Q_1 &= h \cdot S_{h1} (T_a - T_1) \end{aligned} \quad (9)$$

$$(V_2 + V_d) \frac{dP_2}{dt} - P_2 Av = G_2 R T_2 + W_2 R \frac{dT_2}{dt} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} C_v W_2 \frac{dT_2}{dt} &= G_2 R T_2 + Q_2 + P_2 Av \\ Q_2 &= h \cdot S_{h2} (T_a - T_2) \end{aligned} \quad (11)$$

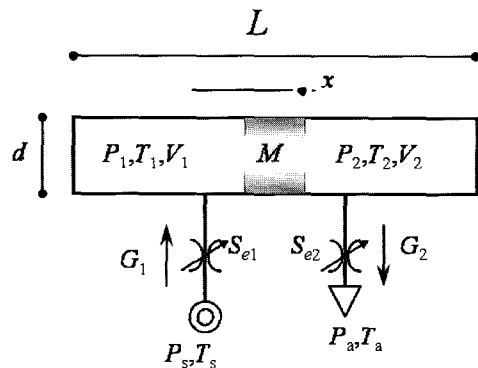


Fig. 2 Schematic diagram of a pneumatic cylinder driving system

식 (8)~(11)에 사용한 기호는 다음과 같다.

V_d : 데드볼륨[m³], A : 피스톤 수압면적[m²], v : 피스톤 이동속도[m/s]

식 (9)와 (11)을 dT/dt 항으로 정리하여 식 (8), (10)에 각각 대입하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$(V_1 + V_d) \frac{dP_1}{dt} + P_1 Av = G_1 RT_a + (k-1)(G_1 RT_a + Q_1 - P_1 Av) \quad (12)$$

$$(V_2 + V_d) \frac{dP_2}{dt} - P_2 Av = G_2 RT_2 + (k-1)(G_2 RT_2 + Q_2 + P_2 Av) \quad (13)$$

부하의 운동방정식은 다음과 같다.

$$P_1 A - P_2 A = Ma + bv + \mu Mg \quad (14)$$

식 (14)에서 사용한 기호는 다음과 같다.

a : 피스톤 가속도[m/s²], b : 동마찰계수[N/(m/s)], μ : 정마찰계수, g : 중력가속도[m/s²]

식 (14)의 양변에 속도 v 를 곱한 후 부하의 출력동력을 $Mg \cdot v$ 로 정의하면 식 (14)를 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$P_1 Av - (P_2 Av - Mg \cdot v) = Ma \cdot v + bv^2 + \mu Mg \cdot v + Mg \cdot v \quad (15)$$

식 (15)를 (12)와 (13)에 대입하여 각각 정리하면 다음 식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} G_1 RT_a &= H_{v1} + H_{o1} + H_{c1} + H_{h1} \\ H_{v1} &= P_2 Av - Mg \cdot v + Ma \cdot v + bv^2 + \mu Mg \cdot v \\ H_{o1} &= Mg \cdot v, \quad H_{c1} = (V_1 + V_d) \frac{dP_1}{dt} \\ H_{h1} &= -(k-1)(G_1 RT_a + Q_1 - P_1 Av) \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} G_2 RT_2 &= H_{v2} + H_{o2} + H_{c2} + H_{h2} \\ H_{v2} &= -P_1 Av - Mg \cdot v + Ma \cdot v + bv^2 + \mu Mg \cdot v \\ H_{o2} &= Mg \cdot v, \quad H_{c2} = (V_2 + V_d) \frac{dP_2}{dt} \\ H_{h2} &= -(k-1)(G_2 RT_2 + Q_2 + P_2 Av) \end{aligned} \quad (17)$$

식 (16), (17)에서 사용된 기호는 다음과 같다.

H_v : 부하구동동력[W], H_o : 출력동력[W], H_c : 압축동력[W], H_h : 열전달동력[W]

식 (16), (17)을 사용하여 양 실린더 챔버의 에너지 전달 효율을 구하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\eta_{cycl1} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} H_{o1}}{\int_{t_1}^{t_2} G_1 RT_a} \times 100 \quad (18)$$

$$\eta_{cycl2} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} H_{o2}}{\int_{t_1}^{t_2} G_2 RT_2} \times 100 \quad (19)$$

3. 에너지전달 효율 평가결과 및 고찰

3.1 고정용기

고정용기 가압 또는 감압 시스템에 사용한 물리 파라미터를 Table 1에 나타낸다.

3.1.1 가압과정

식 (1), (2)와 Table 1에 나타낸 파라미터를 이용한 수치해석 결과를 Fig. 3에 나타낸다.

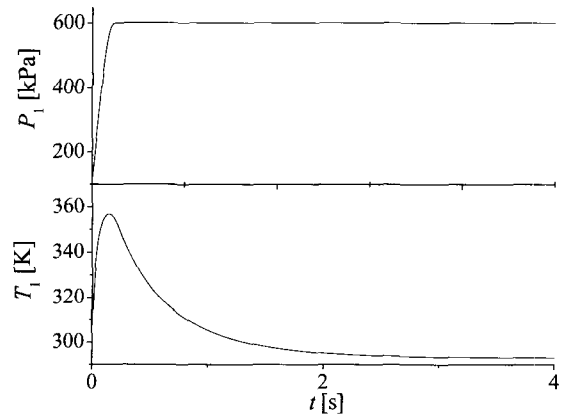


Fig. 3 Pressure and temperature change of charging process in the fixed volume container($k=1.4$, $Q \neq 0$)

Table 1 Physical parameters of charging or discharging system with the fixed volume container

A [m ²]	$\pi d^2/4$	P_a [Pa]	101300
C_p [J/(kgK)]	1005	P_s [Pa]	601300
C_v [J/(kgK)]	718	R [J/(kgK)]	287
d [m]	0.1	S_{e1}, S_{e2} [mm ²]	15
h [W/(m ² K)]	200	S_h [m ²]	$\pi dL + 2A$
k	1.4	T_a [K]	293
L [m]	0.1	V [m ³]	AL

Fig. 3에서 상단과 하단의 그림은 각각 용기내부의 압력변화와 온도변화를 나타내고, 가압초기에 약 60[K]정도 온도가 상승했다가, 용기내부 압력이 공급압력에 도달한 이후에 대기온도에 접근하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 4에는 Fig. 3에 나타낸 결과와 식 (3)을 이용하여 가압과정에서의 공급동력과 저장동력 및 열전달동력의 시간변화를 나타낸다. Fig. 3, 4로부터 압력이 공급압에 도달한 이후에도 용기내부 온도가 대기온도에 도달할 때까지의 온도감소에 의한 동력을 보상하기 위하여 제어밸브를 통하여 공기동력이 공급되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 5는 Fig. 4에 나타낸 동력을 적분하여 에너지 형태로 나타낸 결과이다.

Fig. 5로부터 $\int_{t_2}^{t_1} (k-1)(G_1RT_a)dt = 0$, 즉, 용기내부로 공급되는 공기가 전달하는 열에너지와 용기내부 공기가 대기와 교환하는 열전달에너지의 절대값이 같고, 그 결과 용기내부에 저장되는 공기에너지가 용기내부로 공급되는 공기의 에너지와 일치함을 알 수 있다. 이 결과는 용기내부로 공급되는 공기가 전달하는 열에너지가 대기와의 열전달에 의하여 외부로 방출됨을 의미하므로 타당한 결과로 판단되고, 이 결과를 이용하여 식 (4)에 정의한 에너지 전달 효율을 계산하면 $\eta_{cl} = 100$, 즉 온도변화를 고려한 경우에 가압과정의 에너지 전달 효율은 100 [%]가 됨을 알 수 있다. 단열변화로 가정하여 h 를 0으로 설정한 후, 상기와 동일한 해석을 진행하면 에너지 전달 효율 η_{cl} 이 역시 100%가 되지만, 이 때는 용기내부로 공급되는 공기가 전달하는 열에너지가 전부 용기 내부의 압력에너지로 저장되므로 온도변화를

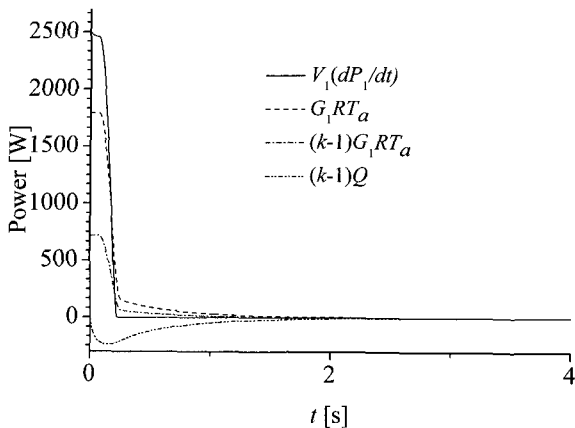


Fig. 4 Power distribution during charging in the fixed volume container($k=1.4, Q \neq 0$)

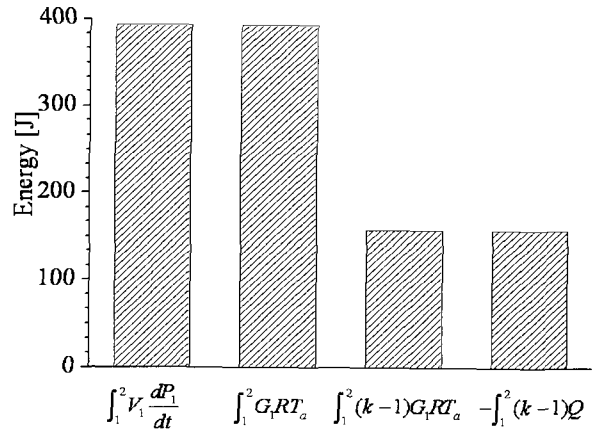


Fig. 5 Energy distribution during charging in the fixed volume container($k=1.4, Q \neq 0$)

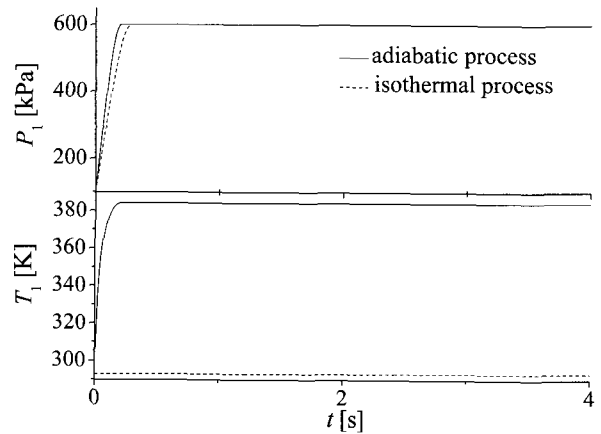


Fig. 6 Pressure and temperature change of charging process in the fixed volume container(adiabatic, isothermal process)

고려한 경우와 비교하여 용기내부로 공급되는 공기 에너지가 $1/k$ 로 감소한다.

Fig. 6은 등온변화로 가정한 경우 및 단열변화로 가정한 경우의 용기내부 압력과 온도변화를 나타낸다.

온도변화와 열전달을 고려한 경우, 등온변화로 가정한 경우 및 단열변화로 가정한 경우의 에너지분포와 에너지전달 효율을 정리한 결과를 Table 2에 나타낸다.

3.1.2 감압과정

식 (5), (6)과 Table 1에 나타낸 파라미터를 이용한 수치해석 결과를 Fig. 7에 나타낸다.

Fig. 7에 나타낸 결과와 식 (7)을 사용하여 3.1.1과 동일한 해석을 진행하면 Table 2에 나타낸 η_{cl} 을 제외한 모든 결과의 부호가 반대로 될 뿐이고 동일한 결과를 나타내므로 해석은 생략한다.

Table 2 Energy distribution and energy transfer efficiency during charging in the fixed volume container according to the state change

	considering heat transfer and temperature change	adiabatic	isothermal
$\int_2^1 V_1 \frac{dP_1}{dt} [J]$	392.7	392.7	392.7
$\int_2^1 G_1 RT_a [J]$	392.7	280.6	392.7
$\int_2^1 (k-1) G_1 RT_a [J]$	157.1	112.1	0
$\int_2^1 (k-1) Q [J]$	-157.1	0	0
$\eta_{e1} [%]$	100	100	100

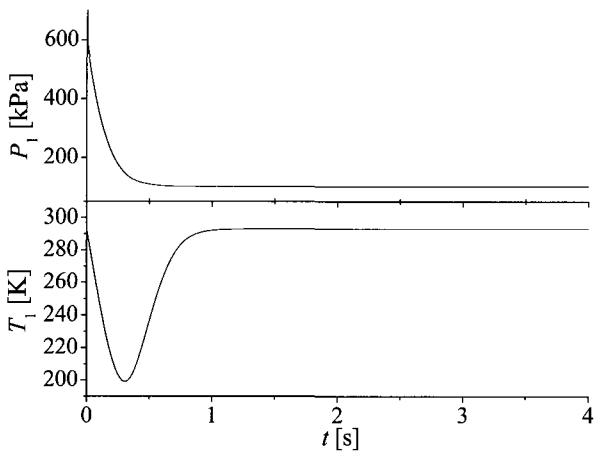


Fig. 7 Pressure and temperature change of discharging process in the fixed volume container($k=1.4$, $Q \neq 0$)

3.2 실린더 구동장치

실린더 구동장치는 다양한 구동방식으로 사용되지만 본 절에서는 산업현장에서 가장 많이 사용되는 미터아웃 구동방식을 대상으로 해석을 진행한다.

실린더 미터아웃 구동시스템에 사용한 물리 파라미터를 Table 3에 나타낸다. Table 3에 나타내지 않은 공기의 물성치는 Table 1에 나타낸 값과 같다. Table 3에서 제어밸브의 유효단면적 S_{e1} , S_{e2} 는 해석 대상으로 한 구동시스템에서 피스톤이 진행정을 움직이는 시간이 6초 이내가 되도록 설계한 값을 사용하였다.

식 (8)~(11), (14)와 Table 3에 나타낸 파라미터를 이용한 수치해석 결과를 Fig. 8에 나타낸다.

Fig. 8에서 상단의 그림은 피스톤 위치를 나타내고, 중단과 하단의 그림은 각각 실린더내부 압력변화와 온도변화를 나타낸다. Fig. 8로부터 피스톤 구

Table 3 Physical parameters of the cylinder meter-out driving system

$A [m^2]$	$\pi d^2/4$	$S_{e1} [mm^2]$	1.5
$b [N/(m/s)]$	40	$S_{e2} [mm^2]$	0.358
$d [m]$	0.04	$S_{h1} [m^2]$	$\pi dx + 2A + S_{hd}$
$g [m/s^2]$	9.8	$S_{h2} [m^2]$	$\pi d(L-x) + 2A + S_{hd}$
$h [W/(m^2K)]$	200	$S_h [m^2]$	$3.14 \cdot 10^{-4}$
$L [m]$	0.3	$V_1 [m^3]$	$V_d + Ax$
$M [kg]$	40	$V_2 [m^3]$	$V_d + A(L-x)$
$P_a [Pa]$	101300	$V_d [m^3]$	$7.85 \cdot 10^{-7}$
$P_s [Pa]$	601300	μ	0.1

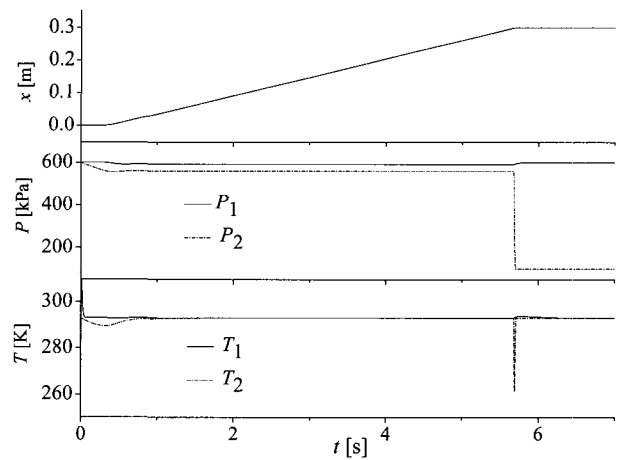


Fig. 8 Position of piston, pressure and temperature change in the pneumatic cylinder during meter-out driving

동 초기와 끝 부분에서 압력과 온도가 변화하고, 피스톤이 미터아웃 구동방식에 의하여 일정 속도로 구동되고 있을 때에는 압력과 온도가 변화하지 않음을 알 수 있다.

실린더가 Fig. 8과 반대 방향으로 이동하는 경우에는 3.1.2에서 고찰한 바와 같이 부호가 반대가 될 뿐이므로 실린더 구동시의 에너지효율은 식 (16)만을 이용하여 평가할 수 있다.

Fig. 9에는 Fig. 8의 결과를 이용하여 정리한 식 (16)에 나타낸 각 동력의 시간변화를 나타낸다. Fig. 8과 9를 살펴보면 실린더로의 공급공기동력 $G_1 RT_a$ 와 압축동력 H_{d1} 은 피스톤 구동 직후에 순간적으로 증가했다가 실린더 내부압력 P_1 이 공급압력에 도달 한 후에 0이 되고, 피스톤이 이동함에 따라서 일정한 값으로 유지되다가 피스톤 정지와 동시에 0이 됨을 알 수 있다. 부하구동동력 H_{d1} 과 출력동력 H_{d1} 은 피스톤이 이동을 시작함에 따라서 일정한 값

에 도달했다가 피스톤이 정지하는 순간 0이 되고, 열전달동력 H_{h1} 은 실린더 내부압력이 상승하는 피스톤 구동 초기와 끝 시점에서 일시적으로 변화하는 양상을 나타내고 피스톤 구동도중에는 0이 됨을 알 수 있다.

Fig. 10은 Fig. 9에 나타낸 동력을 적분하여 에너지 형태로 나타낸 결과이다. Fig. 10으로부터 열전달 에너지는 0임을 알 수 있고, 이 결과로부터 실린더 내부로 공급되는 공기가 전달하는 열에너지와 실린더 내부 공기가 대기와 교환하는 열전달 에너지 및 실린더내부 공기의 팽창에 의한 열에너지의 합이 거의 0이 되므로 열에너지가 실린더 미터아웃 구동방식의 에너지 전달효율에는 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 그리고, 압축에너지도 크기가 상대적으로 작으므로, 실린더로의 공급공기 에너지는 대부분이 부하구동 에너지와 출력에너지로 사용됨을 알 수 있다.

Fig. 10의 결과와 식 (18)을 이용하여 해석 대상으로 한 미터아웃 구동시스템의 에너지전달 효율 η_{cyl1} 을 구하면 약 52[%]가 된다.

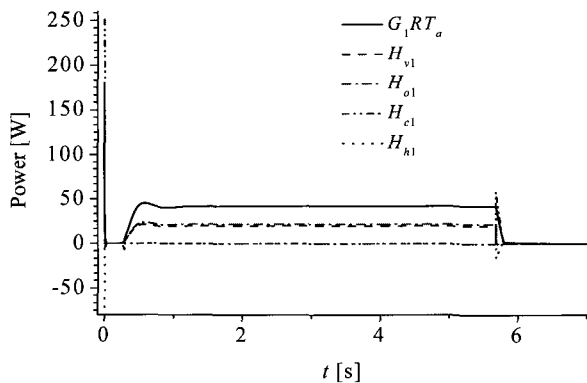


Fig. 9 Power distribution at the pneumatic cylinder meter-out driving

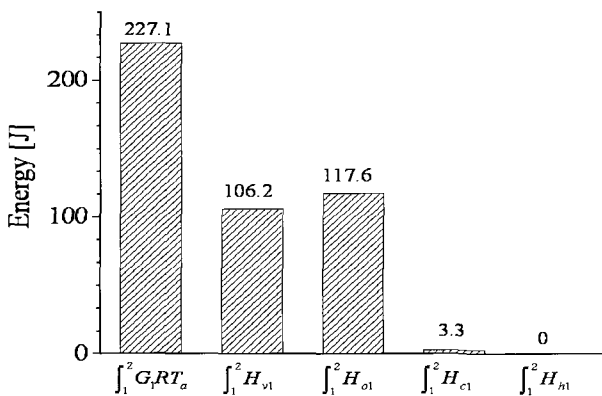


Fig. 10 Energy distribution at the pneumatic cylinder meter-out driving

결 언

본 해설에서는 공기의 상태방정식과 에너지 방정식 및 실린더 구동부의 운동방정식을 이용한 에너지 효율 평가식을 소개하고, 입력에너지가 저장에너지 또는 출력에너지로 변환되는 과정에서의 각종 에너지 분포에 대한 분석 결과를 제시하였다. 본 해설에서 소개한 에너지전달 효율 평가식을 공기압 실린더 구동장치의 설계에 활용하면 공기압 실린더 구동장치의 에너지효율 향상에 기여할 수 있을 것으로 판단된다.

참고 문헌

- 1) T. Takahashi, "Energy Saving for Pneumatic Systems," Journal of the Japan Hydraulics and Pneumatics Society, Vol. 27, No. 3, pp. 362~365, 1996.
- 2) Y. Terashima, Y. Kawakami and S. Kawai, "An Approach for Energy Conservation in Pneumatic Systems(1st Report)," Transactions of The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 31, No. 6, pp. 157~163, 2000.
- 3) M. Cai, T. Fujita and T. Kagawa, "Energy Consumption and Assessment of Pneumatic Actuating Systems," Transactions of The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 32, No. 5, pp. 118~123, 2001.
- 4) M. Cai, T. Fujita and T. Kagawa, "Distribution of Air Available Energy in Pneumatic Cylinder Actuation," Transactions of The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 33, No. 4, pp. 91~98, 2002.

[저자 소개]

장지성

E-mail: jangjs@pknu.ac.kr

Tel: 051-620-1583

1968년 1월 14일생(음)

1998년 동경공업대학 제어공학과 박사과정 졸업, 1998년~1999년 (株)京一セラ FC

개발부 근무, 1999년 부경대학교 제어기계



공학과 전임강사, 2005년 동 대학 기계공학부 부교수, 유공압 시스템학회, 일본유공압학회, SICE 등의 회원