

유압 트랜스포머를 이용한 유압 실린더의 에너지 절감에 관한 연구

안경관[†] · 이민수^{*} · 조용래^{**} · 윤주현^{**} · 조우근^{**} · 윤홍수^{**}

A study of Energy Saving Hydraulic Cylinder System Using Hydraulic Transformer

Ahn Kyoung-Kwan, Lee Min-Su, Cho Yong-Rae, Yoon Ju-Hyeon, Jo Woo-Keun and Yoon Hong-Soo

Key Words : Hydraulic transformer(유압 트랜스포머), Energy saving(에너지 절감), Hydraulic cylinder(유압 실린더), CPS(정압력원 시스템), Simulation(시뮬레이션)

Abstract

In order to reduce energy consumption, secondary controlled system has been applied to many types of equipments. In lifting equipments or press machines using hydraulic cylinder, a hydraulic transformer is used as a control component instead of a valve for motion control and a component for recovering potential energy of load. The transformer is a combination of a variable displacement pump/motor as a secondary controlled element and a fixed displacement pump/motor. In this paper the effect of transformer is studied. Multiple closed loop controllers with displacement feedback of variable pump/motor, speed feedback and position feedback of cylinder are used. The efficiency and energy consumption when cylinder is driven up and down is calculated by simulation. Simulation results show that considerable energy saving is achieved by choosing load ratio, circuit type and supply pressure.

기호설명

A_1	실린더의 수압면적[m ²]
D	용적[m ³ /rad]
E	에너지[J]
H	승강 Stroke[m]
m	부하 질량[kg]
P_s	정압력원의 입출력 파워[W]
P	압력[Pa]
q	유량[m ³ /s]
T	토크[N·m]
v	실린더의 속도[m/s]
y	실린더의 변위[m]
α	유압 트랜스포머의 용적비
γ	유압 트랜스포머의 부하율
δ	가변 용량형 모터의 무차원 용적
λ	무차원의 1 사이클 소비 에너지량
η_1	상승 행정의 에너지 효율
η_2	하강 행정의 에너지 효율
ω	유압 트랜스포머축의 회전 각속도[rad/s]
첨자	A: 가변 용량형 펌프/모터, B: 정용량형 펌프/모터.

1. 서 론

에너지 소비량을 줄이기 위하여 에너지 절감형 유압 시스템의 연구 개발이 활발히 행해지고 있다. 유압 프레스나 승강 장치 등 유압 실린더를 이용한 구동 시스템에서는 부하의 위치 에너지를 회수하기 위해 가변 용량형 펌프/모터(이하 가변 용량형 모터로 약칭)의 회전축에 정용량형 펌프/모터(이하 정용량형 펌프로 약칭)를 직결한 유압 트랜스포머가 이용되어지고 있다.^{1,3} 유압 트랜스포머는 유압 모터와 유압 펌프가 결합되고 있어 전체 효율이 나빠지는 단점이 있지만 최근 개발되어진 펌프/모터의 경우 효율이 90%에 이르러 전체효율이 나빠지는 문제도 해결되어지고 있다. 시스템의 설계로부터 시운전까지 자세하게 검토하면, 유압 트랜스포머의 에너지 절감 효과를 발휘하는 것이 가능하다는 것을 확인할 수 있다.

본 연구에서는 2 개의 펌프/모터를 직결한 유압 트랜스포머를 이용한 단동실린더의 승강 시스템의 에너지 절약 효과에 대해 시뮬레이션을 의해 검토한다. 우선 유압 트랜스포머의 정특성을 해석하고, 유압 트랜스포머의 용적비와 부하율을 도입한다. 다음에 이상적인 정압력원과 가정해

[†] 울산대학교 기계자동차공학부
E-mail : kkahn@ulsan.ac.kr
TEL : (052)259-2282 FAX : (052)259-1680

^{*} 울산대학교 기계자동차공학과 대학원

^{**} 울산대학교 기계자동차공학과 대학원

보다 간단한 시뮬레이션 모델을 구축하고, 이를 이용하여 다중 펌프 제어를 이용한 위치 제어계를 구성한다. 마지막으로 실린더의 상승과 하강의 1 사이클에 대하여 다양한 유압회로, 부하 조건 및 정압력원의 설정압력 등에 대해 상승 행정과 하강 행정의 에너지 전달 효율 및 무차원 에너지 소비량을 계산해 유압 트랜스포머를 이용한 유압 실린더 구동계의 에너지 절감 효과를 평가한다.

2. 시스템의 동작 원리

2.1 유압 트랜스포머의 정특성

단동 유압 실린더를 이용한 승강 시스템의 유압회로 1 및 2를 Fig.1로 Fig.2에 각각 나타낸다. 회로 1에 대해서는 정용량형 펌프는 탱크로부터 유량을 흡입하지만 회로 2에 대해서는 정압력원으로부터 유량을 흡입하게 된다. 유압 트랜스포머가 정지 혹은 정속 운전 상태(이하 정상 상태로 약칭)의 경우, 일절의 손실을 무시하면 유압 트랜스포머에 있어서의 토크의 평형방정식과 실린더에 있어서의 힘의 평형방정식은 각각 다음과 같이 주어진다.

$$D_A p_A - D_B p_B = 0 \quad (1)$$

$$A_1 p_1 - mg = 0 \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} p_A &= p_s - p_r \\ p_B &= p_1 - p_r \text{ or } p_B = p_1 - p_s \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

여기서 D_A, D_B : 가변 용량형 모터 및 정용량형 펌프의 용적, p_A, p_B : 가변 용량형 모터 및 정용량형 펌프의 입구측의 압력차이, p_s : 정압력원의 설정압력, p_r : 귀환 관로의 압력, p_1 : 실린더 헤드측의 압력을 각각 나타낸다. 아울러 이하의 해석에서는 $p_r=0$ 으로 가정한다. 여기에서는, 정상 상태에 있어서의 가변 용량형 모터의 용적과 최대 용적의 비를 유압 트랜스포머의 용적비 α 라고 정의하고 부하 토크와 가변 용량형 모터의 최대 토크의 비를 부하율 γ 이라고 정의한다. α 와 γ 는 다음과 같이 주어진다.

$$\alpha = \frac{D_A}{D_{Am}} \quad (4)$$

$$\gamma = \frac{T_B}{T_{Am}} = \frac{D_B p_B}{D_{Am} p_A} \quad (5)$$

여기서, D_{Am} 은 가변 용량형 모터의 최대 용적이며, T_{Am} 은 최대 출력토크이다. 식(1), (4)및(5)에 의해 α 와 γ 의 관계는 $\alpha=\gamma$ 이다. 용적비가 높을수록 가변 용량형 모터는 좋은 효율의 영역에서 동작하기 때

문에 유압 트랜스포머의 효율이 좋다. 따라서 부하율이 높은 경우 유압 트랜스포머의 효율이 좋은 것을 안다. 용적 D_A 로부터 실린더측의 압력에 대한 출력 특성은 다음 식(6)과 같이 표현된다.

$$p_1 = \left(k + \frac{D_A}{D_B} \right) p_s = \left(k + \frac{\alpha D_{Am}}{D_B} \right) p_s \quad (6)$$

여기서 k 는 유압회로 1의 경우 $k=0$ 이며, 유압회로 2의 경우 $k=1$ 이다. 출력 압력은 입력의 증가와 함께 상승해 최대압 용적비에서 최대압력이 된다. 유압회로 1은 $0 < \alpha < 1$ 의 범위에서 $p_1 \leq p_s$ 이며 감압형 회로가 된다. 유압회로 2는 $-1 < \alpha < 0$ 의 범위에서 $p_1 \leq p_s$ 이며 감압형 회로이지만 $0 < \alpha < 1$ 의 범위에서 $p_1 \geq p_s$ 가 되어 증압형 회로가 된다. 최대 용적의 경우 $p_1=2p_s$ 이다.

2.2 유압 트랜스포머의 동특성

용적 D_A 로부터 유압 트랜스포머의 회전 속도까지의 전달 특성은 다음 식(7)과 같이 표현된다.

$$\omega(s) = \frac{p_s}{Js + B_{ht}} D_A(s) - \frac{1}{Js + B_{ht}} T_L(s) \quad (7)$$

여기서 J : 유압 트랜스포머의 관성 모멘트, B_{ht} : 유압 트랜스포머의 점성 저항 계수, T_L : 부하 토크이며, 정용량형 펌프의 이론 토크와 유압 트랜스포머의 비선형 마찰 토크의 합이 된다.

식(7)에 의해, 가변 용량형 모터의 용적을 조정하는 것으로부터 토크를 발생시켜 부하 토크와의 대소 관계로부터 회전 속도를 변화시킨다. 이것에 의해 정용량 펌프의 용적을 조절해 실린더의 운동을 제어한다.

2.3 시스템의 동작 원리

가로축에 용적 D_A 를 세로축에 회전 속도 ω 를 취해 유압 트랜스포머와 실린더의 동작상태를 Fig.4 및 Fig.5에 나타낸다. 펌프 구동시에는 토크와 회

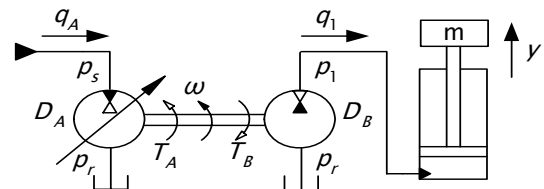


Fig.1 Hydraulic circuit 1

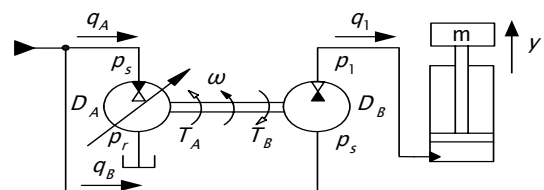


Fig.2 Hydraulic circuit 2

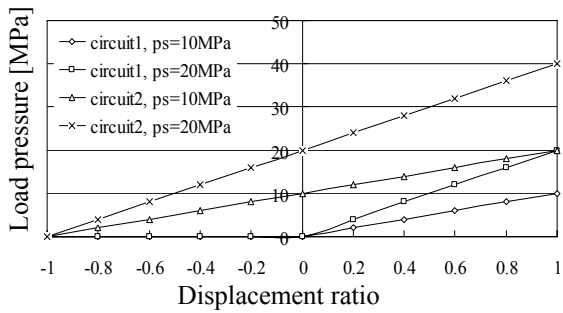


Fig.3 Relation of displacement and load pressure

전 방향이 역방향으로 모터 구동시에는 토크와 회전 방향이 같은 방향인 것으로부터 가변 용량형 모터와 정용량형 펌프 상태를 알 수 있다.⁴

유압회로 1 과 2 의 공통점은 상승 행정에서는 정압력원으로부터의 유체 에너지는 유압 트랜스포머와 실린더를 통해 부하의 위치 에너지로 변환되어 하강 행정에서는 부하의 위치 에너지는 실린더와 유압 트랜스포머를 통해 유체 에너지로 변환되어 정압력원으로 회수된다. 즉, 위치 에너지를 회수하게 된다. Fig.4 에 유압회로 1 의 작동 상태를 나타낸다. 제 4 상한의 하강 행정에서는 가변 용량형 모터가 펌프로써 작용을 하면서 위치 에너지를 회수한다. 제 3 상한의 하강 행정에서는 가변 용량형 모터가 모터로서 작용을 하면서 위치 에너지를 회수하지 않는다. 유압 트랜스포머를 사용하는 목적이 하강 행정에서 최대한으로 에너지를 회수하는 것이므로 제 3 상한에서의 구동은 바람직하지 않다. 용적이 0 에서 양의 최대값의 범위에서 조정하는 편이 좋다. Fig.5 에 유압회로 2 의 동작 상태를 나타낸다. Fig.5 에 (a)는 $p_1 > p_s$ 의 경우의 동작 상태를 나타낸다. 제 4 상한의 하강 행정에서는 가변 용량형 모터와 정용량형 펌프는 함께 정압력원에 유체 에너지로 회수된다. 제 3 상한의 하강 행정에서는 정압력원은 가변 용량형 모터에 유체 에너지를 공급함과 동시에 저용량형 펌프에 의해 유체 에너지를 회수한다. 유압회로 1 과 같이 용적이 0 에서 양의 최대값의 범위에서 조정하는 편이 좋다. Fig.5 에 (b)는 $p_1 < p_s$ 의 경우의 동작 상태를 나타낸다. 제 3 상한의 하강 행정에서만 에너지를 회수하기 때문에 이때 용적이 음의 최대값에서 양의 최대값의 범위에서 조정해야 한다.

3. 위치 제어기의 설계

3.1 설계 모델

본 연구에서는 유압 트랜스포머의 에너지 절감

효과를 중심으로 검토하기 위해서 수학적 모델을 구축할 때 본 시스템을 이상적인 정압력원으로 가정한다. 이상적인 정압력원은 거의 일정한 압력을 제공할 수 있고 정압력원에 돌아오는 유체 에너지를 모두 회수할 수 있다. 또 작동유의 압축성과 관로의 동특성을 무시하고 드레인 유량을 외란으로서 취급한다. 이것에 의해 제어 대상의 모델은 저 차원화가 가능해진다. 용적 D_A 로부터 실린더의 속도 v 의 전달함수는 다음 식과 같이 주어진다.

$$G_v(s) = \frac{v(s)}{D_A(s)} = \frac{K_v}{T_v s + 1} \quad (8)$$

여기서,

$$K_v = \frac{D_B p_s}{A_1 B_{hr}} \text{ (개루프 게인)} \quad (9)$$

$$T_v = \frac{J}{B_{hr}} + \frac{D_B^2 m}{A_1^2 B_{hr}} \text{ (시정수)} \quad (10)$$

3.2 위치 제어기의 설계

위치 제어기의 설계는 용적 제어 루프, 속도 제어 루프와 위치 제어 루프를 구성해 다중 폐루프 제어 수법을 이용하였다. 다중 폐루프 제어의 이점은 유압 트랜스포머의 비선형 마찰 토크 드레인 유량과 실린더에 작용하는 부하력 등 외란의 영향

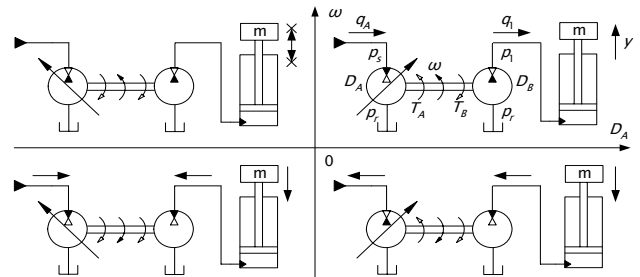


Fig.4 Driving state of transformer and cylinder (circuit1)

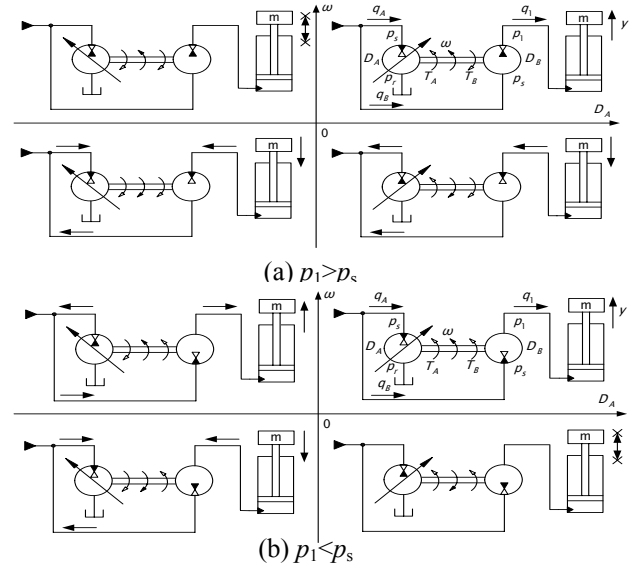


Fig.5 Driving state of transformer and cylinder (circuit2)

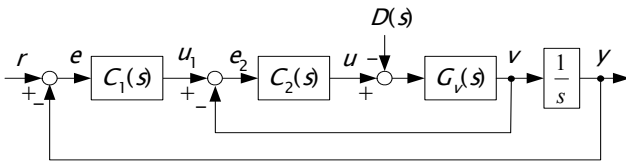


Fig.6 Cylinder position control system

은 안쪽의 속도 루프로 보상되고 있으므로 위치 루프에서는 이것을 고려하지 않아도 된다.

Fig.6 은 위치 제어기의 블록 선도를 나타낸다. C_1 은 위치 제어기, C_2 는 속도 제어기를 각각 나타내고 있다. 목표 위치 r 와 실제의 위치 y 와의 편차 e 로부터 속도 목표치 u_1 을 결정해 이 목표치와 실제의 속도 v 와의 편차 e_2 로부터 용적 목표치 u 를 결정해, 가변 용량형 모터의 용적을 제어하게 된다. 여기에서는, 용적 제어기의 시정수를 0 으로 두어 설계한다. Fig.6 에서는 용적 루프를 생략 하였다. 한편, 속도 제어기는 PI제어를 이용하고 위치 제어기는 P제어를 이용하였다.

4. 에너지 절감 효과의 평가

부하의 상승-하강의 1 사이클중 상승 행정에서는 에너지를 공급하고 하강 행정에서는 에너지를 회수한다. 유압 트랜스포머는 입출력 에너지 형태가 유체 에너지이지만 그 내부에서 유체 에너지와 기계 에너지의 변환 과정이 있어 그 에너지 손실을 고려하지 않으면 안 된다. 여기에서는, 상승-하강의 1 사이클중의 상승 행정에 있어서의 에너지 효율과 하강 행정에 있어서의 에너지 효율을 계산해 1 사이클중의 에너지 소비를 계산한다. 상승과 하강 행정의 입출력 에너지를 Table 1 에 정리한다. 또, E_{ui} 를 정압력원으로부터 유압 트랜스포머의 입력 에너지, E_{uo} 를 유압 트랜스포머로부터 실린더에의 출력 에너지, E_{di} 를 실린더로부터 유압 트랜스포머의 입력 에너지, 그리고 E_{do} 를 유압 트랜스포머로부터 정압력원의 출력 에너지로 한다. 실린더에 있어서의 손실이 없다고 가정하면 이하의 식이 성립된다.

$$E_{uo} = E_{di} = mgH \quad (11)$$

상승 행정의 에너지 효율(이하, 구동 효율)은 다음 식(12)와 같이 표현된다.

$$\eta_1 = \frac{E_{uo}}{E_{ui}} \quad (12)$$

하강 행정의 에너지 효율(이하, 회생 효율)은 다음 식(13)와 같이 표현된다.

$$\eta_2 = \frac{E_{do}}{E_{di}} \quad (13)$$

1 사이클중의 소비 에너지는,

$$E = E_{ui} - E_{di} = \frac{1 - \eta_1 \eta_2}{\eta_1} mgH = \lambda mgH \quad (14)$$

여기서, λ 는 1 사이클중의 무차원 소비 에너지이며 1 사이클중의 소비 에너지와 부하가 가지는 위치 에너지의 비라고 정의되어 다음 식(15)에서 표현된다.

$$\lambda = \frac{1 - \eta_1 \eta_2}{\eta_1} \quad (15)$$

λ 의 값에 의해 유압 트랜스포머의 에너지 절감 효과를 평가한다. 식(15)로부터 λ 는 효율 η_1, η_2 에 의존한다. Fig.7 은 η_1 을 가로축으로 하고, η_2 를 변경시키면서 계산한 λ 의 그래프를 나타낸다. η_1 과 η_2 가 큰 값을 가지면 λ 가 작아진다. 예를 들어 $\eta_1 \leq 0.6$ 및 $\eta_2 \leq 0.6$ 일 때 $\lambda > 1$ 로 소비 에너지는 커지고 $\eta_1 \geq 0.7$ 및 $\eta_2 \geq 0.6$ 일 때 $\lambda < 0.83$ 으로 소비 에너지는 작아진다. $\lambda < 1$ 이라면 1 사이클중의 소비 에너지는 상승 행정의 출력 에너지보다 작다. 에너지 절감 효과를 향상하기 위해서 $\eta_1 \geq 0.7$ 로 할 필요가 있다고 생각된다.

5. 시뮬레이션 결과 및 고찰

부하율 γ , 정압력원의 설정압력 p_s , 부하의 승강 stroke H 등을 바꾸어 시스템의 에너지 절감 효과를 검토한다. 시뮬레이션 조건은 Table 2 에, 시뮬레이션 결과는 Fig.8 및 Fig.9 에 나타내고 있다. 무차원의 용적 $\delta (=D_A/D_{Am})$, 실린더의 속도 v , 변위 y , 정압력원측의 입출력 파워 P_s 의 각 파형을 나타낸다. 변위 y 는 오버슈트없이 목표치에 수렴하고 있는 것을 알 수 있다. 또한 본 연구에서 사용한 피스톤 펌프/모터를 직결한 유압 트랜스포머에서는 $D_A = 7.8 \times 10^{-6} \sim 7.8 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rad}$, $D_B = 7.8 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rad}$ 이며 실린더 피스톤 직경은 80mm이다.

Table 1 power calculation

Circuit 1	Circuit 2
$E_{ui} = \int_{t_0}^{t_1} p_s q_A dt$	$E_{ui} = \int_{t_0}^{t_1} p_s (q_A + q_B) dt$
$E_{uo} = \int_{t_0}^{t_1} p_1 q_1 dt$	$E_{uo} = \int_{t_0}^{t_1} p_1 q_1 dt$
$E_{di} = \int_{t_2}^{t_3} p_1 q_1 dt$	$E_{di} = \int_{t_2}^{t_3} p_1 q_1 dt$
$E_{do} = \int_{t_2}^{t_3} p_s q_A dt$	$E_{do} = \int_{t_2}^{t_3} p_s (q_A + q_B) dt$

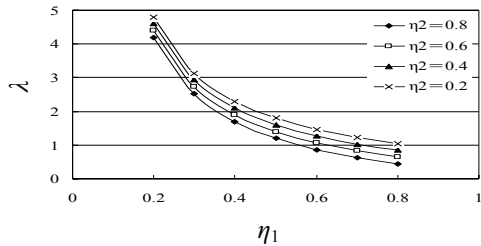


Fig.7 Relation between efficiency and energy

5.1 부하율과 에너지 절감 효과

Fig.10 는 유압회로 1 에서 부하율이 변화했을 경우의 효율 및 에너지 소비량의 변화를 각각 나타낸다. 여기서, 부하율이 높은 경우에는 실린더가 일정 속도로 움직일 때 가변 용량형 모터는 고효율 영역에서 작동하므로 에너지 효율은 높고 무차원의 소비 에너지는 작아진다. 반대로 부하율이 낮은 경우에 가변 용량형 모터는 저효율 영역에서 작동하므로 에너지 효율이 낮고 소비 에너지가 많아져서 유압 트랜스포머를 사용할 필요가 없다. 계산 결과로부터 $\gamma \geq 0.6$ 일 때 $\eta_1 \geq 0.75$, $\eta_2 \geq 0.7$ 및 $\lambda \leq 0.6$ 이 된다. Fig.11 에서는 유압회로 2 에서 부하율이 변화했을 경우의 효율과 에너지 소비량의 계산 결과를 각각 나타낸다. 유압회로 1 과 같이 부하율이 증가함과 동시에 효율이 높아져 무차원의 소비 에너지량은 작아지나 그 변화량은 작다. 계산 결과로부터 $0.2 \leq \gamma \leq 0.6$ 의 넓은 부하율 범위에 $\eta_1 \geq 0.8$, $\eta_2 \geq 0.75$ 및 $\lambda \leq 0.5$ 가 되는 것을 알 수 있다. 유압회로 1 에서는 가변 용량형 모터만으로 정압력원과 에너지를 전달을 하기 때문에 부하율에 의해 에너지 절감 효과가 크게 영향을 받지만 유압회로 2 에서는 가변 용량형 모터와 정용량형 펌프가 함께 정압력원으로부터 에너지를 방출하기 때문에 정용량형 펌프는 언제나 높은 효율의 영역에서 운전되므로 부하율의 영향은 작다.

5.2 정압력원의 설정압력과 에너지 절약 효과

유압회로 1 에 대해 정압력원의 압력을 5MPa, 10MPa, 20MPa 으로 변화시켰을 경우의 계산결과를 Fig.12 에 각각 나타낸다. 설정압력을 증가하면 효율이 높아져 무차원의 소비 에너지는 작아진다.

5.3 유압회로 형식과 에너지 절감 효과

같은 부하를 구동할 때의 유압회로 1 및 2 에서 공급 에너지 E_{in} 와 회수 에너지 E_{do} 의 계산 결과를 Fig.13 에 각각 나타낸다. 부하 질량이 7692kg인 경우, 유압회로 1 에 대해 $p_s=20MPa$, 부하율 $\gamma=0.75$,

유압회로 2 에 대해 $p_s=10MPa$, 부하율 $\gamma=0.5$ 이다. 상승 행정에 있어서의 공급에너지는 거의 같게 되지만 하강 행정에 있어서의 회수 에너지는 유압회로 1 보다 유압회로 2 가 조금 크다. 이 계산에서는 유압회로 2 는 유압회로 1 에 비해 소비 에너지가 5.35kJ 적게 된다.

5.4 Stroke 와 에너지 절약 효과

Fig.14 에는 유압회로 1 에 대하여 부하의 상승 stroke 를 1m, 2m 및 3m 로 했을 때의 계산 결과를 나타낸다. Stroke 가 길수록 효율이 약간 저하하고 있지만 이 원인은 구동 해정이 길면 일정한 속도로 구동되는 시간이 길어져 유압 트랜스포머의 점성 저항을 극복하기 위한 에너지 소비량이 많아지기 때문이다. 또, Fig.8 의 시뮬레이션 결과에 대해 정속 상승 상태, 정지 상태, 정속 하강 상태에 있어서의 용적비는 차이가 나지만 이것도 점성 저항의 영향이다. 정속 하강할 때 용적비가 저효율 운전 영역에 들어가지 않도록 고부하율을 선정하는 것이 중요하다.

Table 2 Simulation conditions

Circuit	Item	p_s [MPa]	H [m]	γ
1	①	20	1	0.2 ~ 0.8
	②	5, 10, 20	1	0.5
	③	20	1, 2, 3	0.5
2	④	10	1	0.2 ~ 0.6
	⑤	5, 10	1	0.5
	⑥	20	1, 2	0.5

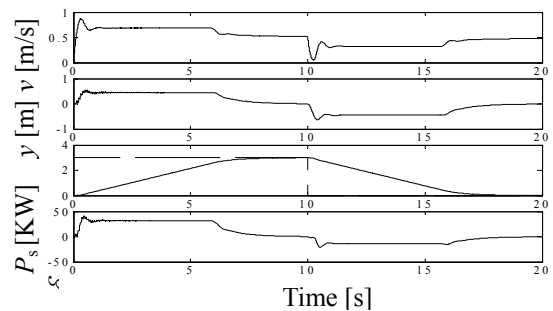


Fig.8 Simulation result 1
(circuit1, $p_s=20MPa$, $H=3m$, $\gamma=0.5$)

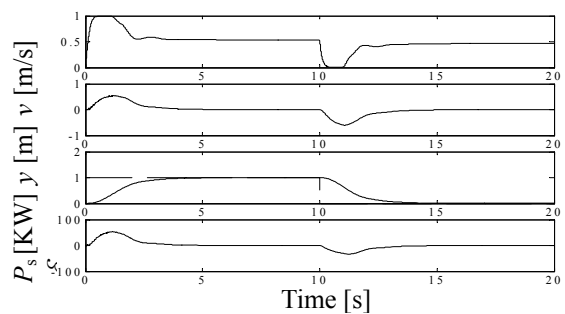


Fig.9 Simulation result 2
(circuit2, $p_s=10MPa$, $H=1m$, $\gamma=0.5$)

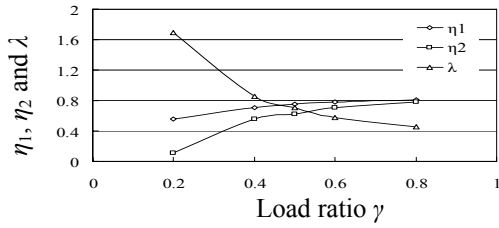


Fig.10 Influence of load ratio (circuit 1, $p_s=20\text{MPa}$, $H=1\text{m}$)

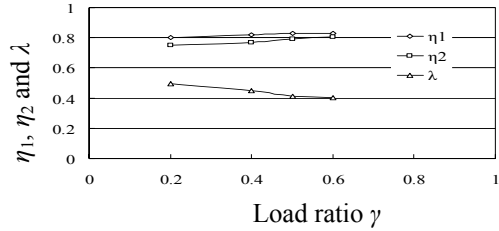


Fig.11 Influence of load ratio (circuit 2, $p_s=10\text{MPa}$, $H=1\text{m}$)

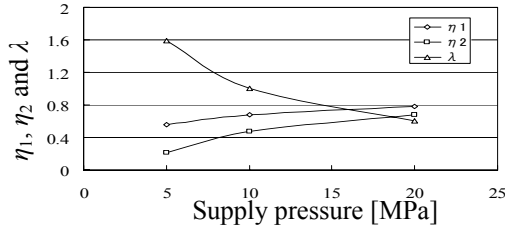


Fig.12 Influence of supply pressure (circuit 1, $H=1\text{m}$, $\gamma=0.5$)

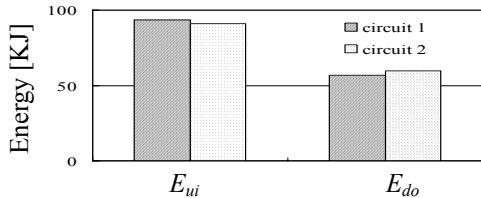


Fig.13 Energy consumption for different solution (circuit1: $H=1\text{m}$, $m=7692\text{kg}$, $\gamma=0.75$, $p_s=20\text{MPa}$ circuit2: $H=1\text{m}$, $m=7692\text{kg}$, $\gamma=0.5$, $p_s=10\text{MPa}$)

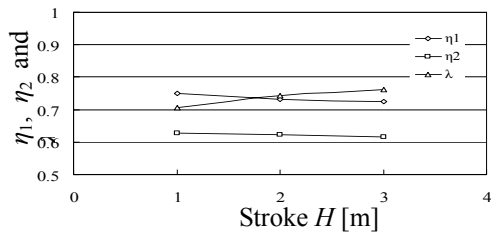


Fig.14 Influence of stroke (circuit 1, $p_s=20\text{MPa}$, $\gamma=0.5$)

6. 결론

본 연구에서는 유압 트랜스포머를 이용한 유압 실린더의 에너지 절감 효과에 대해 검토하였다. 그 결과로서 다음의 내용을 알 수 있었다. 1 사이클의 무차원 에너지 소비량에 의한 유압 트랜스포머의 에너지 절감 효과를 평가하였다.

시뮬레이션 결과로부터 설정압력과 부하율을 정확하게 선정하면 무차원 에너지 소비량을 0.5 이하로 하는 것이 가능하다. 즉, 1 사이클에 있어서의 정압력원으로부터의 공급 에너지 소비량은 상승 행정의 출력 에너지량의 반이 된다. 덧붙여 그 전제로서는 고효율의 펌프/모터가 필요하다.

부하율, 정압력원의 설정압력, 유압 트랜스포머와 정압력원의 접속 방식 등의 에너지 절감 효과에 대하여 분석하였다.

부하율과 정압력원의 설정압력이 높을수록 에너지 절감 효과가 높다. 유압회로 1에서는 부하율은 에너지 절감 효과에 크게 영향을 준다. 부하율이 낮은 경우 정속시에 효율이 나쁜 영역에서 동작하기 때문에 에너지 절감 효과가 없다. 한편 유압회로 2에서는 고효율의 정용량형 펌프/모터에 의해 에너지를 회수하기 때문에 넓은 부하율 범위에서 에너지 절감 효과가 있다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 특정기초연구(R01-2006-000-11370-0)지원으로 수행되었음.

참고문헌

- (1) RICHTER, 1996, "Moderne Antriebskonzepte im Pressenbau, Ölhdraulik und Pneumatik", Vol.40, No.10, pp.688~694
- (2) Nakao, 1999, "Transformer and control, technology of Fluid Power", Vol.38, No. 13, pp.13~18
- (3) S. Ikee, 1999, "Drive of the cylinder by secondary control, technology of Fluid Power", Vol.38, No.14, pp.21~24
- (4) Kita, 1995, "Recommendation of constant pressure power source system (1), Hydraulic pressure and pneumatics", Vol.25, No.2, pp.231~239,
- (5) Kita, 1995, "Recommendation of constant pressure power source system (2), Hydraulic pressure and pneumatics", Vol.25, No.1, pp.46~53
- (6) S. Ikee, Y. Sakurai and K. Takahashi, 1999, "The energy-saving effect of the hybrid vehicle which uses the constant pressure power source hydraulic system, the fluid power system", Vol.30, No.1, pp.20~27