

# 부하센싱에 의한 전기유압펌프시스템의 효율 향상에 관한 연구

°황성호\*, 강종우\*, 박성환\*, 하석홍\*\*, 이진걸\*\*\*

\*부산대학교, \*\*부산대 기계기술연구소, \*\*\*부산대 정밀기계공학과

## A Study on the Efficiency Improvement of Electro-hydraulic Pump System by Load Sensing

°S.H. Hwang\*, J.W. Kang\*, S.H. Park\*, S.H. Ha\*\*, J.K. Lee\*\*\*

Dept. of Mechanical and Precision Engineering, Pusan National University

### Abstract

Variable-displacement pumps are inherently more efficient than fixed-displacement pumps under varying loads. Their energy-saving characteristics can be improved by the use of special control. This paper shows the improvement of the system by the use of load-sensing technique.

### 1. 서 론

유압기기의 응용 면에 있어서 에너지 절약은 펌프나 모터 등에 대한 효율적 향상과 밸브에 대한 압력손실을 줄이는 부품의 성능향상을 통한 에너지의 효율을 고려한 형태로 연구가 진행되어져 왔다. 대부분의 유압 시스템은 정용량형 펌프와 오픈센터(open center)유량조절 밸브를 기본으로 하고 있다. 이와 같은 유압 시스템은 간단하고 가격이 저렴하며 펌프를 전마력(full power)으로 정상적으로 작동시키면 만족스러운 효과를 기대할 수 있다. 그러나 시스템의 작동이 지속되는 동안 제어밸브의 압력손실, 내부, 외부의 누설에 의한 손실, 릴리이프밸브에서의 고압유를 배출 시에 발생하는 동력손실 등으로 인해 전마력 이하에서 동작하므로 정용량형펌프는 상당한 에너지 손실을 가져온다. 여기서 손실되어지는 에너지는 유체 속에서 대부분 열의 형태로 나타나게 되는데, 이 유체가 릴리이프밸브를 통해서 흐르게 되면 펌프의 총 에너지는 손실되어지고 열이 급격하게 발생한다. 또한 시스템 내에서의 누설은 파워 손실과 마찬가지로 열을 발생하게 된다. 이와 같은 정용량형펌프의 단점인 에너지 손실을 최소화하기 위해서 가변용량형펌프가 개발되어졌다. 이상적인 유압장치의 동작상태로는 부하의 동작 상태에 관계없이 부하에 필요로 하는 동력(압력×유량)만을 유압펌프가 공급하고 동시에 부하 소비동력과 펌프 출력이 항상 일치해서 동력 손실이 영이 되게 하는 것이다. 실제적인 문제로서 손실이 전혀 없는 것은 불가능하지만, 가변용량형펌프는 여러 가지 동력의 요구 조건에 대해서 유량과 압력의 관계를 조정함으로써 동력손실을 줄일 수

있으며, 용적제어식 유압서보기구의 제어요소로서 널리 사용되어진다. 본 연구에서는 부하를 센싱하여 부하의 상태에 적합하도록 가변용량형펌프를 전기적으로 구동하는 비례전자 감압밸브를 사용하여 부하의 압력과 유량을 제어하여 효율향상에 따른 에너지 절약화를 고찰하고자 한다.

### 2. 부하센싱에 의한 전기·유압시스템의 구성

본 연구에서 다루고자 하는 부하센싱에 의한 전기·유압시스템의 전체적인 구성은 Fig. 1과 같다. 그림에서 보는 바와 같이 주 유압 동력원으로서 사용하고 있는 가변용량형펌프는 연속적인 사판경사각의 제어를 위해서 펌프에 부착된 레귤레이터를 일부 개조한 것이다. 사판경사각의 제어는 비례 전자 감압밸브를 사용하였으며, 비례전자 감압밸브의 안전한 작동을 하여 보조 유압 동력원을 사용하였다. 액츄에이터로서는 유압모터를 사용하였으며, 부하로서는 유압모터에 부착된 관성 디스크와 관성 디스크를 제동하는 브레이크 장치로서 구성하였으며, 액츄에이터 전단에 부하유량을 조절하기 위해서 서보밸브를 설치하였다. 최대 펌프 토출압력은 안전상 릴리이

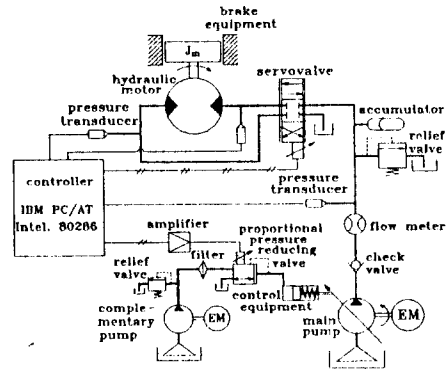


Fig.1 Schematic diagram of Load Sensing Electro-hydraulic system

프램프로 설정되어져 있고, 또한 펌프 토출압력과 부하압력을 측정하기 위해서 압력 변환기를 서보밸브 전후에 각각 설치하였다. Fig.2에서 보는 바와 같이 점선으로 표시된 부분만이 실제로 작업시에 사용되어지는 동력이라고 할때 유량조정밸브 역할을 하는 서보 밸브 전후의 압력을 일정하게 유지하게 함으로써 주어지는 부하의 크기에 따라 가변용량형펌프의 사판각을 제어하여 항상 밸브 전후의 차압을 일정하게 유지하여, 필요한 소요동력에 대해서 가변용량형펌프의 출력압력, 유량을 최대 효율로 동작시키고자 한다.

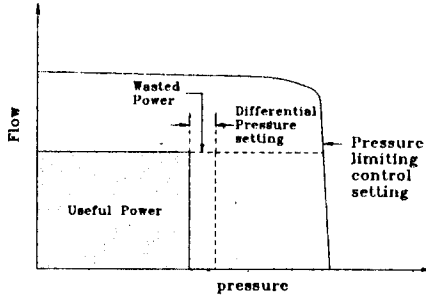


Fig.2 Pressure-Flow diagram of Load Sensing System

### 3. 시스템 해석

부하센싱 전기·유압 펌프시스템에서의 전체적인 구성은 다음과 같이 3개의 부분으로 나눌 수 있다. 즉 비례전자 감압밸브에 의해 제어되는 가변용량형 사판식 피스톤펌프, 서보밸브, 액츄에이터 및 부하계로 구성되어 진다. 시스템 해석을 위해서 다음과 같이 가정한다.

- 1) 펌프 내부의 콤팩트 마찰력과 2차적인 Damping을 무시할 수 있다.
- 2) 최초의 2차적인 누설을 무시할 수 있다.
- 3) 펌프의 출구에서 부하까지의 관로용적이 펌프 체어용적에 환산되어 진다.

먼저 비례전자 감압밸브를 고려해 보면 다음과 같다. 비례전자 감압밸브를 구동하기 위한 전용 앰프는 입력전압  $e[V]$ 에 대해서 출력전류  $i[mA]$ 의 형태로 나가게 되는데 이에 대한 정특성은 다음과 같다.

$$i = K_{pe} e + i_0 \quad (1)$$

다음은 비례전자 감압밸브의 입력전류에 대한 2차 압력  $P_c$  [ $kg/cm^2$ ]의 특성은 식(2)와 같이 2차 지연계로서 근사화되어질 수 있다.

$$P_c(s) = \frac{\omega_p^2 K_p}{s^2 + 2\zeta_p s + \omega_p^2} I(s) - P_{\infty} \quad (2)$$

한편, 사판식 피스톤펌프의 1회전당 토출용적은 식(3)과 같

다.

$$V_p = 2zA\pi r\alpha = 2\pi rD_p \quad (3)$$

여기서  $z$ 는 피스톤의 갯수,  $A$ 는 실린더 단면적,  $r$ 은 피스톤의 회전반경,  $D_p$ 는 펌프의 1라디안당 토출용적 [ $cm^3/rad$ ], 그리고  $\alpha$ 는 사판각 [ $rad$ ]을 의미한다. 토출유량  $Q[cm^3/s]$ 는 식 (4)와 같이 표현될 수 있다.

$$Q = D_p \omega_p - C_d D_p P_s / \mu \quad (4)$$

여기서  $\omega_p$ 는 전동기로부터 펌프의 입력 회전수 [ $rev/s$ ],  $C_d$ 는 누설 계수,  $\mu$ 는 작동유의 점도 [ $kg/cm^2$ ], 그리고  $P_s$ 는 펌프 토출압력 [ $kg/cm^2$ ]이다. 이 때 펌프의 토출용적은 비례전자 감압밸브의 2차압력  $P_c$ 에 따라 선형적으로 변동하는 사판각  $\alpha$ 에 대하여 작동 구간 내에서는 선형요소로서 취급이 가능하다고 가정하면 식(4)의 유량식은 식(5)로서 쓸 수가 있다.

$$Q = K_{pc} P_c - C_d P_s / \mu \quad (5)$$

여기서  $C_d$ 는 누설계수 [ $cm^4/kg$ ]이다. 가변용량형펌프를 제어요소로서 보는 경우 입력은 비례전자 감압밸브의 2차 압력  $P_c$ , 출력은 토출유량  $Q$ 이며, 각 량의 변화량에 대해서 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta Q = \frac{\partial Q}{\partial P_c} \delta P_c + \frac{\partial Q}{\partial P_s} \delta P_s \quad (6)$$

이때 펌프의 사용하는 동작점을 ( $P_c^*, P_s^*$ ) 근방으로 한정하게 되면 식(6)은 식(7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = k_c P_c - k_s P_s \quad (7)$$

여기서  $k_c = K_{pc} - C_d P_s^* / \mu$

$$k_s = \frac{C_d P_c^*}{\mu}$$

가 된다. 서보밸브를 고려해 보면 밸브스풀의 변위  $z[cm]$ 로 인하여 스톱을 통과하여 부하계로 전달되는 유량식은 식 (8)과 같다.

$$Q_L(t) = K_z z \sqrt{P_s - P_L} \quad (8)$$

여기서  $P_s$ 는 공급압력 [ $kg/cm^2$ ] 그리고  $P_L(t)[kg/cm^2]$ 은 부하 압력이며,  $K_z [cm^3 s^{-1}/cm]$ 는 서보밸브의 유량계수이다. 첫 식에서 동력 손실을 최소화하기 위해서는 서보밸브의 공급측 압력을 부하에 따라 일정한 차압  $\Delta P$  로서 식(9)과 같이 무단으로 변동하도록 한다.

$$P_s = P_L + \Delta P \quad (9)$$

따라서 서보밸브의 유량수식 식(8)은 식(10)와 같이 부하변동에 관계없는 형태로서 동작점 ( $z^*$ ,  $\Delta P^*$ ) 근방에 한정해서 선형화한 유량방정식으로 표현할 수 있다.

$$Q_L(t) = K_1 z - K_2 P_L + K_2 P_s \quad (10)$$

여기서  $K_1 = K_s \sqrt{\Delta P^*} [cm^3 s^{-1}/cm]$

$$K_2 = \frac{K_s z^*}{2\sqrt{\Delta P^*}} [cm^3/kgfs]$$

부하로서는 유압모터에 가해지는 부하로서 관성에 의한 부하  $J_m [kg, cm s]$ 와 외부에서 가해지는 부하 외란  $T_d [kg, cm]$ 의 항만을 고려하면 부하를 포함한 유압모터의 운동 방정식은 식(11)와 같이 표현될 수 있다.

$$D_m \Delta P = T_d + J_m \frac{d\omega_m}{dt} \quad (11)$$

이상의 수식으로 부터 부하계에 대하여 기준명령 신호와 서보밸브 전후의 차압  $\Delta P$ 를 일정하게 유지하게 하는 가변용량형 펌프의 사판각 제어 신호에 대하여 제어가 행하여 지는 경로에 따라 블록선도를 그리면 Fig. 3과 같다.

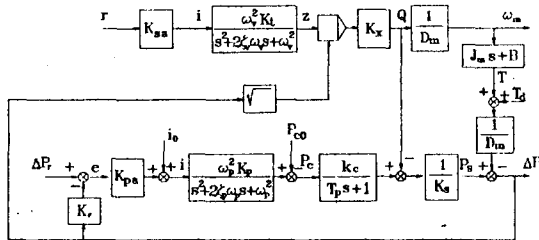


Fig.3 Block diagram of Load Sensing Control System

#### 4. 컴퓨터 시뮬레이션 및 결과 고찰

이상의 수식으로 구성되어진 부하센싱 시스템에 대한 응답 특성을 살펴 보기 위하여 컴퓨터 시뮬레이션을 행하였다. 시뮬레이션에 사용된 파라미터의 값들을 Table 1에 나타내었다.

시뮬레이션은 4계 Runge-Kutta방법을 이용하였으며, 결과치의 그래픽은 그래픽 전용 소프트웨어인 GRAFTOOL을 사용하였다.

Fig. 4는 부하센싱 시스템에 대한 단순피드백 제어에 대한 시뮬레이션 결과이다. 초기치는 서보밸브에 기준입력으로서 2[V]를 인가하였을 때 도달하는 정상상태인 유압모터의 회전 속도 8.6[rad/s], 밸브 차압 2.1[bar]로서 지정하였으며, 1 초 후 사판의 경사각을 제어하여 서보밸브를 통과하는 유량의 전후의 차압이 10[bar]를 유지하도록 사판 제어 명령신호를 인가하였다. 이 때의 응답특성은 그림에서 보는 바와 같이 정상상태

Table 1 Parameters of Load Sensing System

Parameters		Value	Dimension
Servo Amp.	$K_{ss}$	10	mA/V
Servovalve	$K_s$	$8.33 \times 10^{-3}$	cm <sup>3</sup> /mA
	$\omega_v$	$35 \times 2\pi$	rad/s
	$\zeta_v$	0.9	
	$K_1$	$2.4 \times 10^3$	cm <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> /cm
	$K_2$	50	cm <sup>3</sup> /kgfs
Reducing Amp.	$K_{ps}$	23.36	mA/V
Proportional Pressure reducing valve	$K_p$	0.057	kgf/cm <sup>2</sup> /mA
Hydraulic Pump	$D_p$	4.456	cm <sup>3</sup> /rad
Oil Motor	$D_m$	11.363	cm <sup>3</sup> /rad
Inertia Load	$J_m$	0.0325	kgf·s <sup>2</sup> ·cm
Velocity Sensor	$K_v$	0.02425	V·s/rad
Flow rate gain	$K_c$	47.74	cm <sup>3</sup> /kgfs
Flow-load pressure gain	$K_r$	5.46	cm <sup>3</sup> /kgfs

에서 유압모터의 회전 속도는 15.6[rad/s]이며, 서보 밸브에서의 차압은 4.6 [bar] 정도로서 전체적으로 응답특성은 대단히 열악한 면을 보이고 있다.

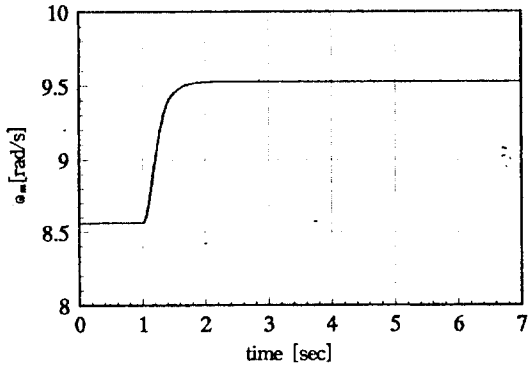
Fig.5는 정상상태 오차를 제거하고 시스템의 응답 특성을 개선하기 위하여 PI제어기를 설계하였을 때의 응답 선도이다. 이때 제어계인은  $K_p=1.0$ ,  $T_i=0.2$  로서 설정하였다. 초기상태는 단순 피드백의 경우와 동일한 방법으로 지정하였다. 이 경우의 초기상태는 유압모터의 회전속도 8.6[rad/s], 밸브차압 2.1[bar]이다. 응답특성은 그림에서 보는 바와 같이 유압모터의 회전속도는 11.8[rad/s], 밸브 차압은 10[bar]로서 정상상태오차없이 운전되고 있음을 알 수 있다.

Fig.6은 비보상 시스템에서 운전되고 있는 중에 외란 토오크를 가하였을 때의 응답 특성이다. 외란 토오크는 각각 10, 30, 50으로 가하였다. 비보상의 경우 각각의 외란에 대하여 0.15, 0.4, 0.7 정도의 회전속도 감소와 0.35, 1.0, 1.7 정도의 차압 감소가 발생하고 있다. 이에 비하여 Fig.7과 같이 PI제어기로 보상한 경우 Fig.6의 경우와 동일한 외란을 가하였을 때에도 회전속도 및 밸브차압은 각각 최대 1[rad/s], 1.5[bar] 정도 감소하지만 곧 정상상태를 회복함을 알 수 있다.

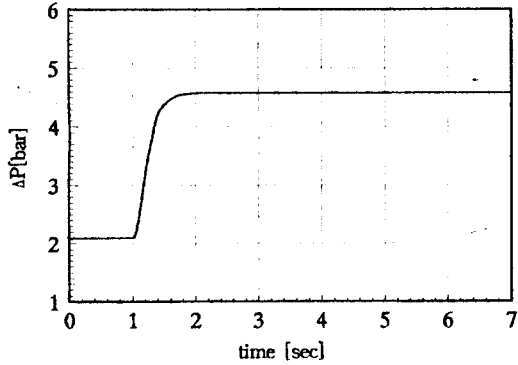
#### 5. 결 론

이상과 같이 부하압력 및 공급측의 압력을 센싱하여 서보밸브 전후의 차압을 일정하게 유지하도록 제어하여 에너지 절약을 도모할 수 있고 시스템의 효율을 향상시킬 수 있는 시스템을 설계하였다. 설계된 시스템은 서보밸브에 가해진 전 명

령 신호를 종래와 같이 큰 압력 손실을 유발하는 릴리프 밸브로서 설정된 고압의 일정한 공급측 압력에 의하지 않고서도 명령 추종 성능이 양호하다. 또한 부하외란이 가하여 졌을 경우에도 항상 일정 차압을 유지할 수 있으므로 외란에 강인하면서 전체 시스템의 효율은 향상될 수 있는 것으로 나타났다.

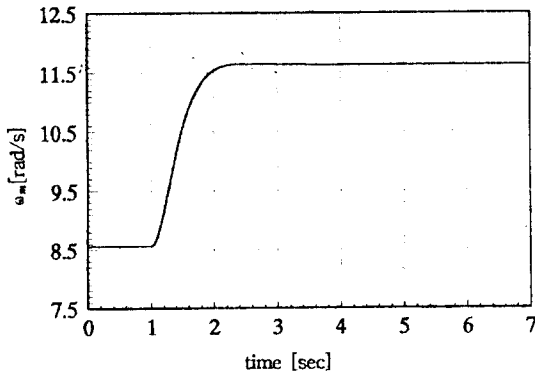


(a) Motor speed

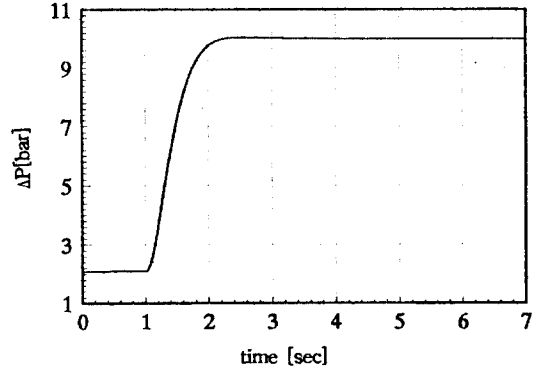


(b) Pressure difference

Fig. 4 Uncompensated control system under  $T_d=0$

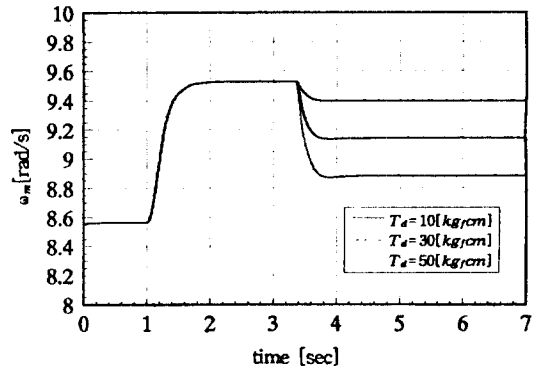


(a) Motor speed with PI controller

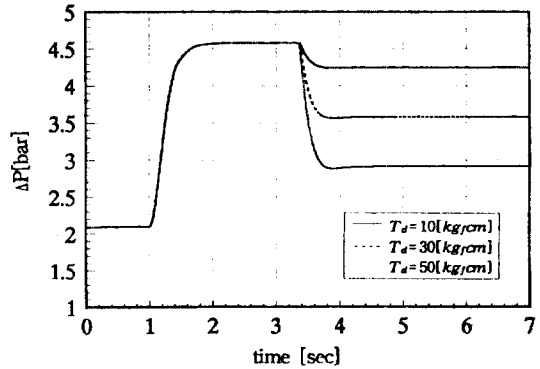


(b) Pressure difference with PI controller

Fig. 5 PI control system under  $T_d=0$

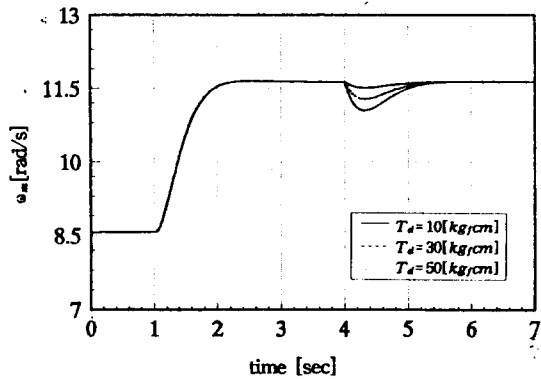


(a) Motor speed

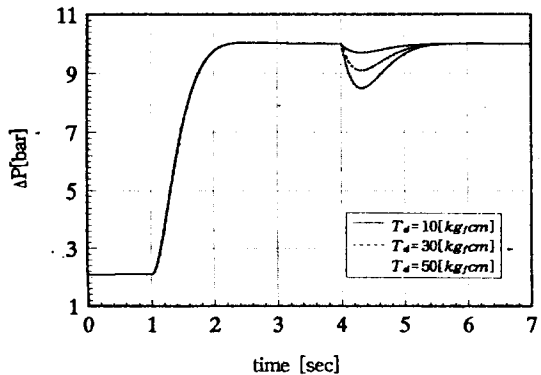


(b) Pressure difference

Fig. 6 Uncompensated control system under  $T_d$



(a) Motor speed with PI controller



(b) Pressure difference with PI controller

Fig. 7 PI control system under  $T_d$

### 참고문헌

1. W.Bache, "Electro-hydraulic pump control", JHPS, int. symposium on Fluid Power, Session A2, pp.67~74, 1989.
2. 岩城健治, 須原正明, "バルブ制御とポンプ容量制御(その1),(その2)", 油壓と空氣壓, 第14巻, 第4号, 1983. 第14巻, 第7号, 1983.
3. 黄銳, 小林俊一, 池谷光榮, "油壓ポンプのパワーマッチ制御特性に関する實驗及び解析", 油壓と空氣壓, 第19巻, 第6号, 1988.
4. 伊藤博, 橋本登志雄, "油壓機器のメカトロ化", 油壓と空氣壓, 第18巻, 第5号, 1987.
5. 笹木寛訓, 野道薫, "負荷感応制御システム"KLSS"の開発", 川崎重工技報, 第91号, 1986.
6. N.K.Sinha, B.Kuszta, Modeling and Identification of Dynamic Systems, Van Nostrand Reinhold Comp., New York, 1983.
7. 杉浦充, 遠藤勝久, 小川康男, 能登山俊一, "制御系のステップ応答から開ループ伝達関数を求める方について", 日本秋季油空壓講演會論文集, pp.137~140, 1990.
8. R.P. Lambeck, "Energy-Saving Controls for Pumps," Machine Design, pp.70~73, February 1980.