전도 수문용 유압장치의 에너지 효율에 관한 연구

이 성래†

Study for the Energy Efficiency of Hydraulic System of Turnover-Type Sluice Gate

Seong-Rae Lee†

Key Words: Energy-Efficiency(에너지 효율), Hydraulic System(유압장치), Turnover-Type(전도식), Sluice Gate(수문)

Abstract

The turnover-type sluice gate is typically actuated by the hydrauic system. The hydraulic system may be a open circuit type or a closed circuit type. The open circuit type hydraulic system is composed of a uni-directional pump, a directional control valve, pilot operated check valves, flow control valves, single-rod cylinders. The closed circuit type hydraulic system is composed of a bi-directional pump, pilot operated check valves, check valves, a counter balance valve, single-rod cylinders. The energy efficiencies of two hydraulic systems for the turnover-type sluice gate are compared here.

1. 서 론

농수원으로 사용되는 물을 효과적으로 관리하기 위해 농촌지역에 담수보가 설치되어 있으며 담수보의 수위 조절용으로 전도 수문이 주로 사용된다. 전도 수문의 개폐장치로서는 유압식과 로프식이 있는데 여기서는 전도수문의 개폐작동을 위한 5 종류의 유압회로에 대해서 작동 특성과 에너지 효율에 대하여 분석하였다. 특히 AC 전원이 미치지 못하는 지역에서의 수문 작동은 부득이 소형엔진이나 배터리에 의해 이루어져야 하므로 효율적인 수문 작동이 중요하다.

†회원, 건양대학교 기계공학과
E-mail : srlee@konyang.ac.kr
TEL : 041-730-5191
FAX : 041-736-4079

2. 전도수문용 유압장치

Fig.1~Fig.5는 전도수문용 유압장치의 5 종류의 유압회로도를 나타낸다. Fig.1에 나타난 유압회로는 유압공급장치, 1개의 편로드실린더, 3위치 4유로 방향제어밸브, 실린더 헤드측에 1개의 파일럿작동 첵밸브, 1개의 미터인(meter-in) 유량제어밸브, 실린더 로드측에 1개의 파일럿작동 첵밸브, 1개의 미터인(meter-in) 유량제어밸브로 구성되어 있으며 통상적으로 많이 사용된다.

Fig.2에 나타난 유압회로[1]는 유압공급장치, 1개의 편로드실린더, 3위치 4유로 방향제어밸브, 실린더 헤드측에 1개의 파일럿작동 첵밸브, 1개의 미터인(meter-in) 유량제어밸브, 1개의 미터아웃(meter-out) 유량제어밸브로 구성되어 있다. 실린더 로드측에는 배관이 되어 있지 않으므로 항상

대기압을 유지한다고 볼 수 있으며 수문의 상승은 유압에 의해 강제적으로 이루어지지만 수문의 하강은 수문 자중과 담수보에 갇힌 물의 압력에 의해 이루어진다.

Fig.3에 나타난 유압회로는 유압공급장치, 1개의 편로드실린더, 3위치 4유로 방향제어밸브, 실린더 헤드측에 1개의 파일럿작동 첵밸브, 1개의 미터아웃(meter-out) 유량제어밸브, 실린더 로드측에 1개의 파일럿작동 첵밸브, 1개의 미터아웃(meter-out) 유량제어밸브로 구성되어 있다. Fig.1에 나타난 유압회로와 유사하지만 유량제어에서 미터인 방식 대신에 미터아웃 방식을 적용하였다.

Fig.4에 나타난 유압회로는 유압공급장치, 1개의 편로드실린더, 3위치 4유로 방향제어밸브, 실린더 헤드측에 1개의 카운터밸런스밸브로 구성되어 있다. 파일럿작동 첵밸브를 적용하는 대신에 급속한 자중하강을 방지하기 위해 카운터밸런스밸브를 적용하였다.

Fig.5에 나타난 유압회로는 Fig.1~Fig.4와는 달리 폐회로형 유압장치로서 방향제어밸브를 사용하지 않으며 펌프의 회전방향에 의해서 수문의 상승 및 하강 방향이 결정된다.[2,3] 실린더 헤드측에 1개의 카운터밸런스밸브[4], 작동유 탱크측과 펌프하단측 사이에 1개의 파일럿작동 첵밸브[4], 1개의 첵밸브[4]가 설치되어 있고 작동유 탱크측과 펌프상단측 사이에 1개의 파일럿작동 첵밸브, 1개의 첵밸브가 설치되어 있다. 급속한 자중하강을 방지하기 위해 카운터밸런스밸브를 적용하였으며 또한 유사시 자중하강을 대비하여 실린더 헤드측과 작동유 탱크 사이에 유량제어밸브를 설치하였다.

3. 전도수문용 유압장치의 컴퓨터 시뮬레이션

Fig.1~Fig.5에 나타난 전도수문용 유압장치의 작동 특성 및 에너지 효율 특성을 파악하기 위해 컴퓨터 시뮬레이션을 실시하였다. 시뮬레이션에 적용된 공통적인 시스템 상수값은 Table 1에 나타나 있으며 시뮬레이션 언어는 MATLAB[5], 적분알고리즘은 ode45, 최대적분시간간격은 0.01초, 데이터획득시간간격은 0.1초로 설정하였다.

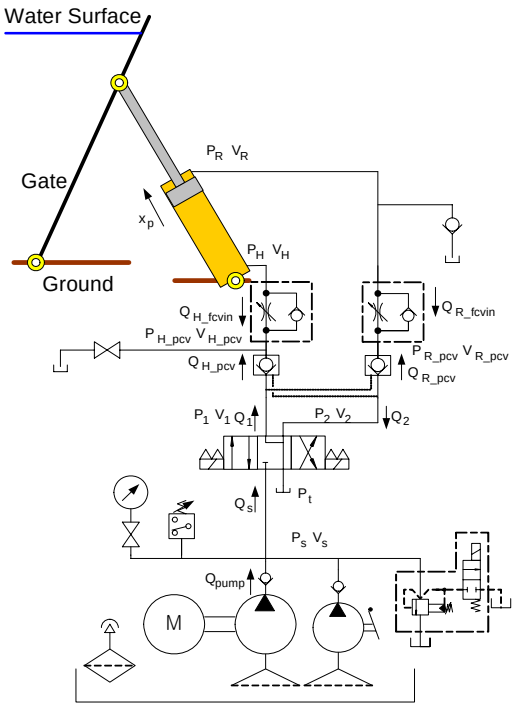

Fig. 1 Open circuit hydraulic system 1 of the turnover-type sluice gate

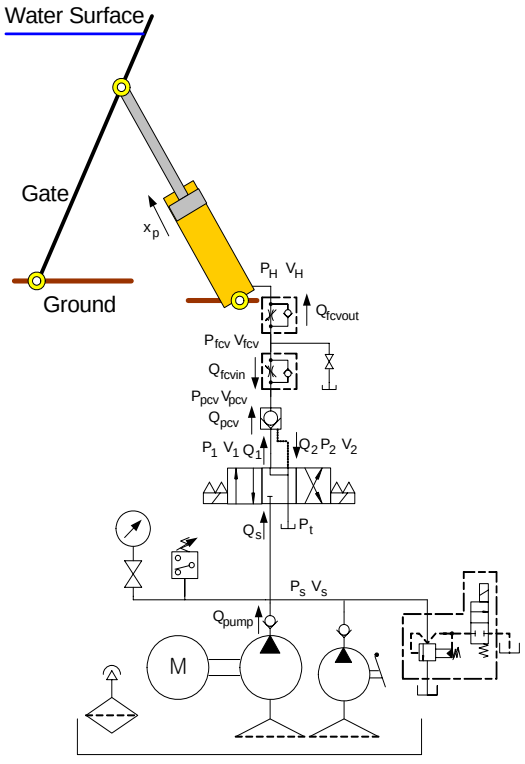

Fig. 2 Open circuit hydraulic system 2 of the turnover-type sluice gate

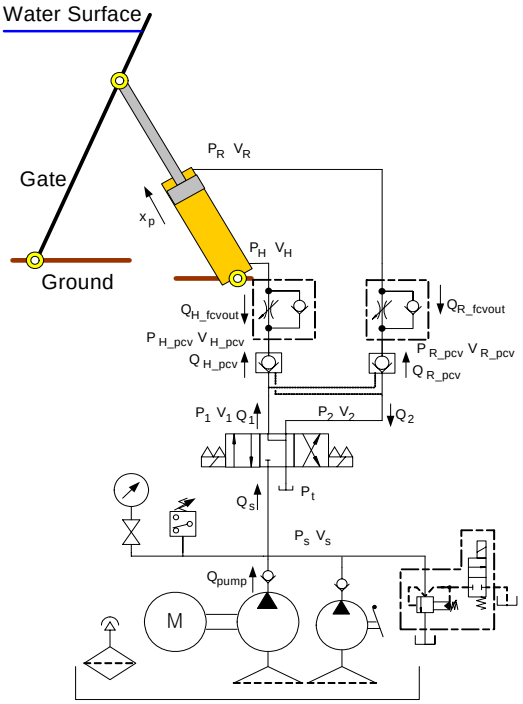

Fig. 3 Open circuit hydraulic system 3 of the turnover-type sluice gate

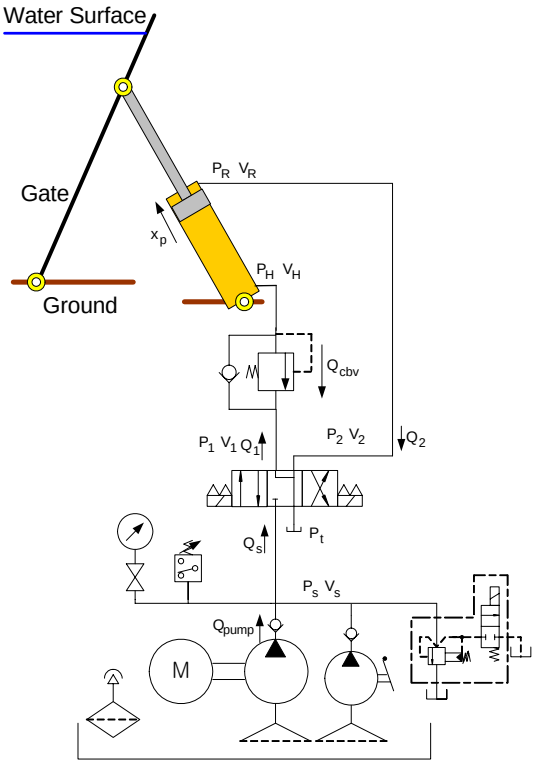

Fig. 4 Open circuit hydraulic system 4 of the turnover-type sluice gate

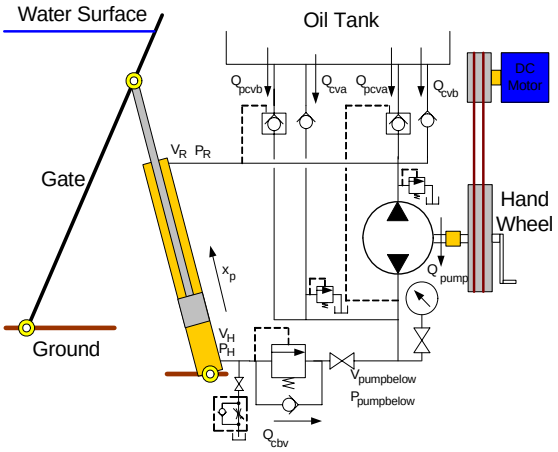

Fig. 5 Closed circuit hydraulic system of the turnover-type sluice gate

Table 1. Common system parmeters

Symbols	Values
piston diameter, d_H	0.1 m
rod diameter, d_R	0.055 m
gate mass, M_{gate}	1250 kg
set pressure of counter balance valve, P_{cbv_set}	1.0 MPa
cracking pressure of check valve, $P_{cv_cracking}$	0.035 MPa
cracking pressure of pilot operated check valve, $P_{pcv_cracking}$	0.21 MPa
tank pressure, $P_{\tan k}$	0.1 MPa
pump handle radius, R_{handle}	0.3 m
pipe volume of head side, V_{Hpipe}	0.001 m^3
pipe volume of rod side, V_{Rpipe}	0.001 m^3
All other control volumes except cylinder	0.001 m^3
bulk modulus of oil, β	588 MPa
pump diplacement, D_{pump}	100 cc/rev
pump rpm, ω_{pump_r}	120rpm
pump flow, Q_{pump}	200 cc/s

Fig.1~Fig.5에 나타난 전도수문용 유압장치에 적용된 각종 유압밸브의 유량계수값은 각각 Table 2~Table 6에 나타나 있으며 컴퓨터 시뮬레이션 결과는 각각 Fig.6~Fig.10에 나타나 있다. 실린더 로드 끝단에 가해지는 부하는 수문의 각도(0도~60도)에 따라 변하지만 변화 범위는 12400N~13000N 이다.

Fig.1에 나타난 유압장치의 경우 시뮬레이션 결

과는 Fig.6에 나타나 있으며 수문의 상승 시에는 유압공급장치의 공급압력, 실린더 헤드측 및 로드측 압력은 각각 3.13MPa, 1.96MPa, 0.50MPa이며 작동유가 펌프로부터 받은 유압동력은 606W이다. 수문의 하강시에는 유압공급장치의 공급압력, 실린더 헤드측 및 로드측 압력은 각각 2.40MPa, 1.66MPa, 0.06MPa이며 작동유가 펌프로부터 받은 유압동력은 460W이다.

Fig.2에 나타난 유압장치의 경우 시뮬레이션 결과는 Fig.7에 나타나 있으며 수문의 상승 시에는 유압공급장치의 공급압력, 실린더 헤드측 및 로드측 압력은 각각 2.80MPa, 1.69MPa, 0.10MPa이며 작동유가 펌프로부터 받은 유압동력은 540W이다. 수문의 하강시에는 유압공급장치의 공급압력, 실린더 헤드측 및 로드측 압력은 각각 2.80MPa, 1.62MPa, 0.10MPa이며 작동유가 펌프로부터 받은 유압동력은 200W이다. 수문 하강시에는 단지 파일럿압력만이 필요하므로 유압공급장치의 릴리프밸브 조정압력을 1MPa로 낮추었다.

Fig.3에 나타난 유압장치의 경우 파일럿압력이 작아서 파일럿작동 첵밸브를 완전히 열지 못하여 파일럿작동 첵밸브의 작동 및 정지가 반복된다. 이에따라 시뮬레이션 시간이 너무 오래 걸려서 시뮬레이션 결과는 얻지 못하였으며 정상상태 해석 결과 수문의 상승 시에는 유압공급장치의 공급압력, 실린더 헤드측 및 로드측 압력은 각각 3.09MPa, 2.37MPa, 1.08MPa이며 작동유가 펌프로부터 받은 유압동력은 599W이다. 수문의 하강시에는 유압공급장치의 공급압력, 실린더 헤드측 및 로드측 압력은 각각 1.04MPa, 1.84MPa, 0.32MPa이며 작동유가 펌프로부터 받은 유압동력은 188W이다.

Fig.4에 나타난 유압장치의 경우 시뮬레이션 결과는 Fig.8에 나타나 있으며 수문의 상승 시에는 유압공급장치의 공급압력, 실린더 헤드측 및 로드측 압력은 각각 2.27MPa, 1.82MPa, 0.29MPa이며 작동유가 펌프로부터 받은 유압동력은 434W이다. 수문의 하강시에는 유압공급장치의 공급압력, 실린더 헤드측 및 로드측 압력은 각각 3.17MPa, 3.55MPa, 2.78MPa이며 작동유가 펌프로부터 받은 유압동력은 614W이다.

Fig.5에 나타난 유압장치의 경우 시뮬레이션 결과는 Fig.9에 나타나 있으며 수문의 상승 시에는 펌프하단 압력, 실린더 헤드측 및 로드측 압력은 각각 2.10MPa, 1.67MPa, 0.10MPa이며 작동유가 펌프로부터 받은 유압동력은 401W이다. 수문의 하강시에는 펌프하단 압력, 실린더 헤드측 및 로드측 압력은 각각 0.11MPa, 3.48MPa, 2.74MPa이며 작동유가 펌프로부터 받은 유압동력은 526W이다. 수문 하강시 펌프회전을 정지시킨 채 실린더 헤드측에 연결된 유량제어밸브에 의해 자중하강을 시키면 시뮬레이션 결과는 Fig.10과 같으며 수문의 하강시에는 펌프하단 압력, 실린더 헤드측 및 로드측 압력은 각각 1.34MPa, 1.63MPa, 0.06MPa이며 작동유가 펌프로부터 받은 유압동력은 0W이다.

Table 2. Flow coefficients of valves in Fig.1

Symbols	Values
directional control valve: $C_{s1},\ C_{s2},\ C_{1t},\ C_{2t},\ C_{st},$	$319\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m^3/s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$
pilot operated check valve: C_{pcv_fwd}, C_{pcv_rev}	$479\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m^3/s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$
restrictor(head side): C_{fcv_res}	$319\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m^3/s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$
restrictor(rod side): C_{fcv_res}	$160\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m^3/s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$
restrictor check valve: C_{fcv_cv}	$479\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m^3/s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$

Table 3. Flow coefficients of valves in Fig.2

Symbols	Values
directional control valve: $C_{s1},\ C_{s2},\ C_{1t},\ C_{2t},\ C_{st},$	$319\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m^3/s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$
pilot operated check valve: C_{pcv_fwd}, C_{pcv_rev}	$800\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m^3/s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$
restrictor(head side): C_{fcv_res}	$319\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m^3/s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$
restrictor check valve: C_{fcv_cv}	$1374\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m^3/s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$

Table 4. Flow coefficients of valves in Fig.3

Symbols	Values
directional control valve: $C_{s1},\ C_{s2},\ C_{1t},\ C_{2t},\ C_{st},$	$319\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m^3/s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$
pilot operated check valve: C_{pcv_fwd}, C_{pcv_rev}	$800\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m^3/s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$
restrictor(head side): C_{fcv_res}	$319\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m^3/s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$
restrictor(rod side): C_{fcv_res}	$160\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m^3/s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$
restrictor check valve: C_{fcv_cv}	$1374\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m^3/s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$

Table 5. Flow coefficients of valves in Fig.4

Symbols	Values
directional control valve: $C_{s1},\ C_{s2},\ C_{1t},\ C_{2t},\ C_{st},$	$319\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m}^3/\mathrm{s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$
counter balance valve-sequence valve: C_{cbv_seq}	$319\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m}^3/\mathrm{s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$
counter balance valve-check valve: C_{cbv_cv}	$1374\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m}^3/\mathrm{s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$

Table 6. Flow coefficients of valves in Fig.5

Symbols	Values
counter balance valve-sequence valve: C_{cbv_seq}	$319\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m}^3/\mathrm{s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$
counter balance valve-check valve: C_{cbv_cv}	$319\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m}^3/\mathrm{s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$
pilot operated check valve: C_{pcv_fwd}, C_{pcv_rev}	$800\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m}^3/\mathrm{s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$
check valve: C_{cv}	$1374\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m}^3/\mathrm{s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$
restrictor: C_{fcv_res}	$319\times10^{-9}\ \frac{\mathrm{m}^3/\mathrm{s}}{\sqrt{\mathrm{Pa}}}$

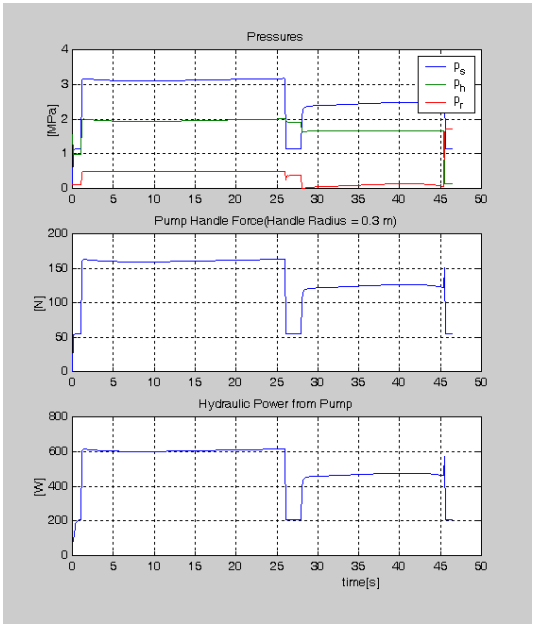

Fig. 6 Simulation results of hydraulic circuit in Fig. 1 (1)pressures: supply pressure, head pressure, rod ptessure (2)pump handle force (3)hydraulic power from pump

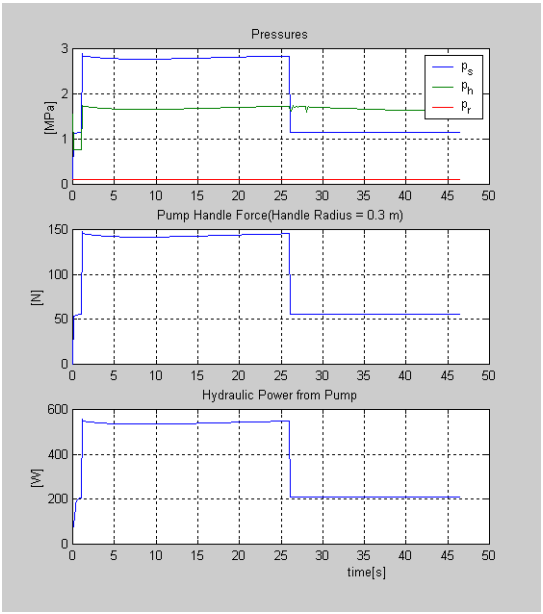

Fig. 7 Simulation results of hydraulic circuit in Fig. 2 (1)pressures: supply pressure, head pressure, rod ptessure (2)pump handle force (3)hydraulic power from pump

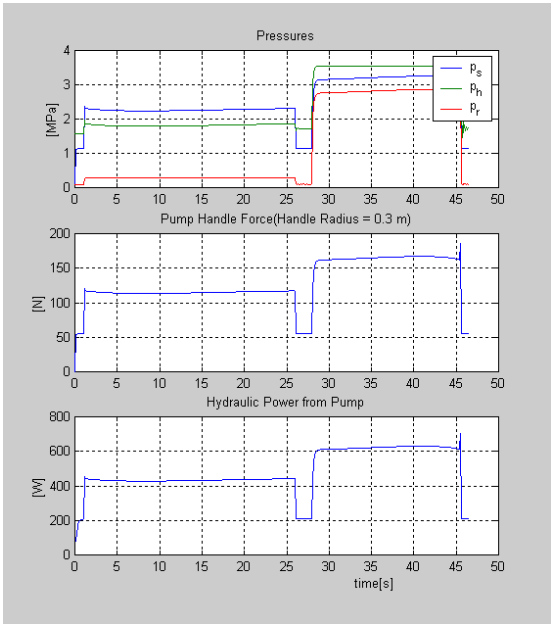

Fig. 8 Simulation results of hydraulic circuit in Fig. 4 (1)pressures: supply pressure, head pressure, rod ptessure (2)pump handle force (3)hydraulic power from pump

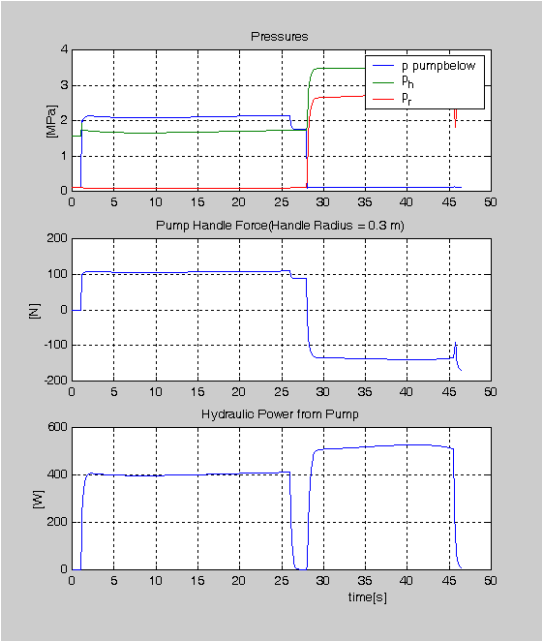

Fig. 9 Simulation results of hydraulic circuit in Fig. 5(forced up, forced down) (1)pressures: pump below pressure, head pressure, rod ptessure (2)pump handle force (3)hydraulic power from pump

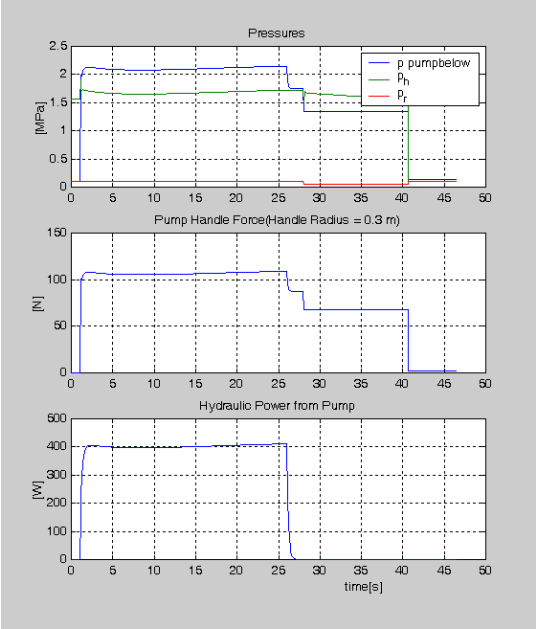

Fig. 10 Simulation results of hydraulic circuit in Fig. 5(forced up, free down) (1)pressures: pump below pressure, head pressure, rod ptessure (2)pump handle force (3)hydraulic power from pump

4. 결론

AC 전원이 미치지 못하는 지역에서의 수문 작동은 배터리나 소형엔진에 의해 이루어져야 하므로 에너지 효율적인 수문 작동이 중요하다. 수문의 개폐작동 중에 실린더 로드 끝단에 작용하는 부하력이 12400N~13000N 인 경우 전도수문의 개폐작동을 위한 5 종류의 유압회로에 대해서 작동특성과 에너지 효율에 대하여 분석하였다. Fig.1~Fig.5에 나타난 유압회로에서 유압펌프에 의해 작동유에 가해지는 유압동력은 수문 상승시에는 401W~606W, 하강시에는 0W~614W이었다. 수문 상승시에는 밸브에서의 압력손실을 최소화시키는 것이 중요하며 수문 하강시에는 가능한 수압과 수문자중에 의한 자유하강을 시키는 것이 필요하다. 부득이 강제하강이 필요한 경우에는 밸브에서의 압력손실을 최소화시키되 실린더 로드측에서 진공압이 발생하는 것을 방지해야 하며 또한 파일럿작동 첵밸브가 적절히 작동할 수 있도록 해야 한다.

참고문헌

(1) Lee, J. K., Kim, T. S., Kim, T. H., 1995, *About Hydraulics: Circuits and Materials*, Mechatronics Research, pp. 148.

(2) Daehan Engineering, 2006, *Hydraulic-type floodgate winch*, Korea Patent No. 10-0559454.

(3) Lee, S. R., 2006, "Study for the Actuation of Turning-Type Sluice Gate by the Bi-Directional Pump and Single-Rod Cylinders," Proceedings of the KSME 2006 Fall Annual Meeting, pp.674~679.

(4) 2001, *Power Control Hydraulic Equipment Catalogue*, Tokimec Co., pp.F15~F16, F3-F7, C45-C52.

(5) Hanselman, D. and Littlefield, B., 1997, *The Student Edition of MATLAB*, Prentice Hall.