

정유압식 래크바형 수문권양기의 개발

Development of the Rack-Bar Type Sluice Gate Applying the Hydrostatic Transmission

이성래
Seong-Rae Lee

Key Words: Hydrostatic Transmission(정유압식 동력전달장치), Rack-Bar Type(래크바형), Sluice Gate(수문)

Abstract: The typical hydraulic hoisting system of the rack-bar type sluice gate is composed of a hydraulic supply unit using an uni-directional pump, a direction control valve, a hydraulic motor, a counter balance valve, and flow control valves. Here, the hydrostatic transmission is applied to the hoisting system of rack-bar type sluice gate to simplify the operation of gate such that the upward and downward direction of gate is simply controlled by the direction of pump rotation. The new hydraulic hoisting system is composed of a bi-directional pump, a hydraulic motor, a counter balance valve, two check valves, two pilot-operated check valves, two relief valves and a shuttle valve. The characteristics of a suggested system are analyzed by computer simulations and experiments.

기호 설명

b_{m_eq} : 유압모터축을 기준으로 한 등가 점성마찰계수
 b_{gate} : 수문과 문틀 사이의 점성마찰계수
 C_{cbv_cv} : 카운터 밸런스밸브의 역방향 유량계수
 C_{cbv_seq} : 카운터 밸런스밸브의 순방향 유량계수
 C_{cv1}, C_{cv2} : 체크밸브 1,2의 유량계수
 C_{pcv1}, C_{pcv2} : 파일럿작동 체크밸브 1,2의 유량계수
 C_{rv1}, C_{rv2} : 릴리프밸브 1,2의 유량계수
 D_m : 유압모터의 배제용적
 D_{pump} : 유압펌프의 배제용적
 I_{m_eq} : 유압모터축을 기준으로 한 등가 회전관성
 g : 중력 가속도
 M_{gate} : 수문의 질량
 n_{gears} : 유압모터축과 래크기어축 사이의 감속비
 $P_{brake_release}$: 유압브레이크의 해제 압력

P_{cbv_set} : 카운터 밸런스밸브 1,2의 설정압력
 $P_{cv_cracking}$: 체크밸브의 크래킹 압력
 P_{mbot} : 유압모터 하단 압력
 P_{top} : 유압펌프 및 유압모터 상단 압력
 P_{ptop} : 유압펌프 하단 압력
 $P_{pcv_cracking}$: 파일럿작동 체크밸브의 크래킹 압력
 P_{rv1_set}, P_{rv2_set} : 릴리프밸브 1,2의 설정 압력
 P_t : 작동유 저장탱크 압력
 Q_{cbv} : 카운터밸런스밸브 통과유량
 Q_{cv1}, Q_{cv2} : 체크밸브 1,2 통과유량
 Q_m : 유압모터 유량
 Q_{pcv1}, Q_{pcv2} : 파일럿작동 체크밸브 1,2 통과유량
 Q_{pump} : 유압펌프 유량
 Q_{rv1}, Q_{rv2} : 릴리프밸브 1,2 통과유량
 r_{rg} : 래크기어 반경
 T_{brake} : 유압브레이크의 마찰토크
 T_{brake_const} : 유압브레이크의 마찰토크상수
 T_{brake_r} : 유압브레이크의 기준 마찰토크
 T_{mg_eq} : 기어열의 마찰력과 수문자중을 고려한 유압모터축을 기준으로 한 등가 자중토크

접수일 : 2010년 6월 7일

이성래(책임저자) : 건양대학교 기계공학과

E-mail : srlee@konyang.ac.kr, Tel : 041-730-5601

- T_{pump} : 유압펌프의 부하토크
- v_{gate} : 수문의 상승속도
- V_{mbot} : 유압모터 하단 제어 체적
- V_{top} : 유압펌프 및 유압모터 상단 제어 체적
- V_{pbot} : 유압펌프 하단 제어 체적
- x_{gate} : 수문의 상승변위
- W_{gate_eq} : 기어열의 마찰을 고려한 등가 수문자중
- α_m : 유압모터의 회전가속도
- β : 유압작동유의 체적탄성계수
- η_{gears} : 기어의 전체 토크효율
- τ_{brake} : 유압브레이크의 시간상수
- ω_m : 유압모터의 회전속도
- ω_{pump} : 유압펌프의 회전속도
- ω_{pump_r} : 유압펌프의 기준회전속도
- τ_{pump} : 유압펌프의 시간상수

1. 서론

Fig.1은 래크바형 수문권양기용 정유압식 동력전달장치에 대한 유압회로를 나타내며 Fig.2는 정유압식 동력전달장치의 유압모터에 연결된 유성기어감속기, 클러치, 체인감속기 및 기어감속기, 래크기어, 래크바, 수문 문비, 수문 문틀을 나타낸다. 일반적으로 래크바형 수문권양기는 전동식과 유압식으로 구분되며 전동식은 전동모터, 웜감속기, 체인감속기, 기어감속기, 래크기어 및 래크바로 구성되며 유압식¹⁾은 유압공급장치, 방향변환밸브, 카운터밸런스밸브, 유압모터, 기어감속기, 래크기어 및 래크바로 구성된다.

래크바형 수문권양기는 Fig.2에 나타난 것처럼 한 개의 구동축 좌우에 각각 한 개씩의 래크바가 연결되어 있기 때문에 수문 문비가 기울어지지 않고 수평을 이룬 상태에서 승강할 수 있다는 장점이 있다. 유압실린더를 적용하는 수문권양기^{2,3)}에서는 수문 승강 중에 수문 문비가 기울어질 수 있는 가능성에 대비해야 하는 어려움이 따른다.

Fig.1에 나타난 유압회로는 개유압회로가 아닌 폐유압회로로서 단방향펌프 대신에 양방향펌프를 적용하며 방향변환밸브를 사용하지 않는다. Fig.1은 수문권양기용으로서는 최초로 구성된 유압회로이기 때문에 과연 상승-정지-하강작동이 원활한 지를 검증하기 위해 Fig.1에 나타난 정유압식 유압장치에 대한 수학적 모델식을 유도하고 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 작성하였으며 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하여 수문의 작동 중에 발생하는 수문의 변위, 수문의 승

강속도, 유압회로 내의 압력 및 유량값을 구하고 분석하였다. 또한 정유압식 래크바형 수문권양기의 시제품을 제작하고 그 성능시험을 실시하였다.

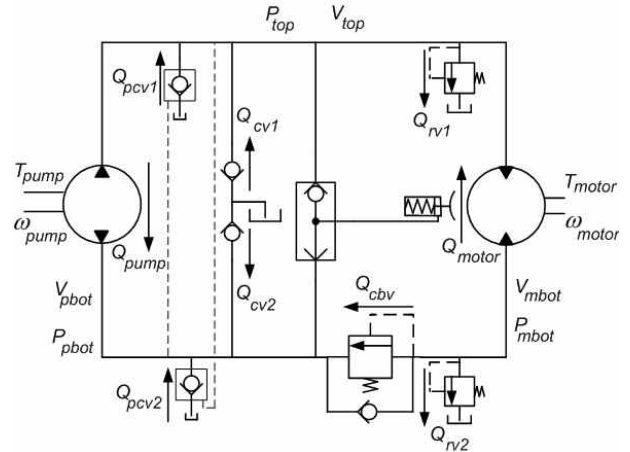


Fig. 1 Hydrostatic transmission applied to the rack-bar type sluice gate

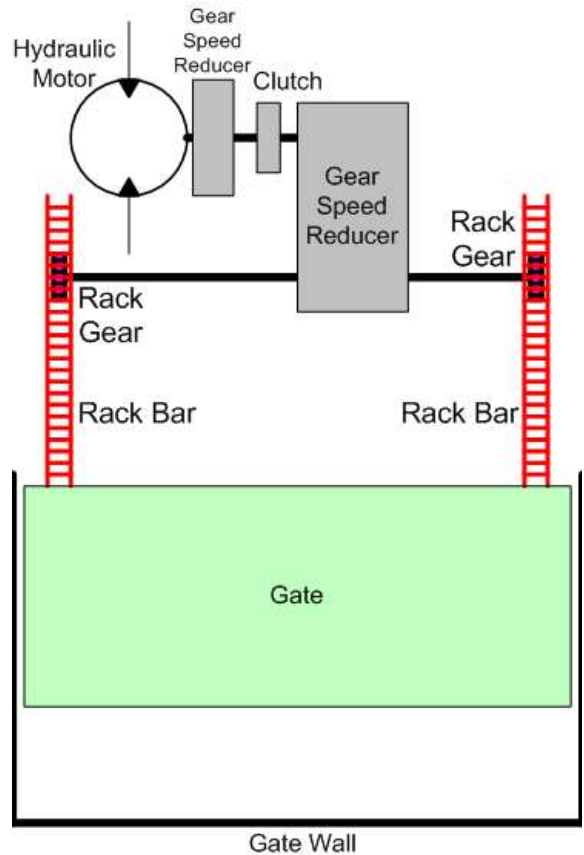


Fig. 2 Rack-bar type sluice gate applying the hydrostatic transmission and gear speed reducer

2. 유압장치의 수학적 모델

Fig.1에 래크바형 수문권양기용 정유압식 동력전달장치에 대한 유압회로가 나타나 있으며 중요한 시스템 변수가 표시되어 있다. Fig.1에서 시스템 변수 옆에 표시된 모든 화살표는 해당 변수의 정방향을 나타내며 유압장치의 수학적 모델식은 다음과 같이 유도된다.

2.1 유압펌프의 유량식

유압펌프의 유량, Q_{pump} 은 펌프의 배제용적, D_{pump} 와 펌프의 각속도, ω_{pump} 의 곱으로 구해진다. 편의상 기준 펌프회전속도를 1차 필터로 필터링하여 실제 펌프회전속도를 적용하였으며 펌프의 체적효율은 100%로 가정하였다.

$$Q_{pump} = D_{pump} \cdot \omega_{pump} \quad (1)$$

$$\tau_{pump} \dot{\omega}_{pump} + \omega_{pump} = \omega_{pump_r} \quad (2)$$

2.2 유압모터의 유량식

유압펌프의 유량, Q_m 은 유압모터의 배제용적, D_m 와 유압모터의 각속도, ω_m 의 곱으로 구해진다. 편의상 유압모터의 체적효율은 100%로 가정하였다.

$$Q_m = D_m \cdot \omega_m \quad (3)$$

2.3 유압펌프 및 유압모터 상단측 연속방정식

유압펌프 및 유압모터 상단측 제어부피에서의 연속방정식은 다음과 같다.

$$\dot{P}_{top} = (-Q_{pump} + Q_{pcv1} + Q_{cv1} - Q_{rv1} + Q_m) \frac{\beta}{V_{top}} \quad (4)$$

2.4 유압펌프 하단측 연속방정식

펌프 하단측 제어부피에서의 연속방정식은 다음과 같다.

$$\dot{P}_{pbot} = (Q_{pump} + Q_{pcv2} + Q_{cv2} + Q_{cbv}) \frac{\beta}{V_{pbot}} \quad (5)$$

2.5 유압모터 하단측 연속방정식

유압모터 하단측 제어부피에서의 연속방정식은 다음과 같다.

$$\dot{P}_{mbot} = (-Q_m - Q_{cbv} - Q_{rv2}) \cdot \frac{\beta}{V_{mbot}} \quad (6)$$

2.6 체크밸브 1의 유량식

펌프의 우측 상단에 설치된 체크밸브 1의 유량식은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} & \text{if } P_{tank} \geq P_{top} + P_{cv-cracking} \\ & \text{then } Q_{cv1} = C_{cv1} \sqrt{P_{tank} - P_{top} - P_{cv-cracking}} \\ & \text{else } Q_{cv1} = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

2.7 체크밸브 2의 유량식

펌프의 우측 하단에 설치된 체크밸브 2의 유량식은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} & \text{if } P_{tank} \geq P_{pbot} + P_{cv-cracking} \\ & \text{then } Q_{cv2} = C_{cv2} \sqrt{P_{tank} - P_{pbot} - P_{cv-cracking}} \\ & \text{else } Q_{cv2} = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

2.8 파일럿작동 체크밸브 1의 유량식

파일럿작동 체크밸브(pcv1)의 유량식은 파일럿이 작동한 경우와 작동하지 않은 경우에 대해 나타냈다. 식(9)에 나타난 파일럿작동의 조건식에서 파일럿이 작동하여 파일럿작동체크밸브의 역방향 유량이 발생하기 위해서는 파일럿압력이 [0.29*(역방향 흐름기준 상류압 + 크래킹압력) + 0.71(역방향 흐름기준 하류압)] 보다 커야 한다는 사실을 알 수 있다.⁴⁾

1) 파일럿 작동시

$$P_{pbot} \geq 0.29(P_{top} + P_{pcv-cracking}) + 0.71P_{tank} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} & \text{if } P_{tank} \geq P_{top}, Q_{pcv1} = C_{pcv1} \sqrt{P_{tank} - P_{top}} \\ & \text{else } Q_{pcv1} = -C_{pcv1} \sqrt{P_{top} - P_{tank}} \end{aligned} \quad (10)$$

2) 파일럿 미작동시

$$P_{pbot} < 0.29(P_{top} + P_{pcv-cracking}) + 0.71P_{tank} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} & \text{if } P_{tank} \geq P_{top} + P_{pcv-cracking} \\ & Q_{pcv1} = C_{pcv1} \sqrt{P_{tank} - P_{top} - P_{pcv-cracking}} \\ & \text{else } Q_{pcv1} = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

2.9 파일럿작동 체크밸브 2의 유량식

1) 파일럿 작동시

$$P_{top} \geq 0.29(P_{pbot} + P_{pcv-cracking}) + 0.71P_{tank} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} & \text{if } P_{tank} \geq P_{pbot}, Q_{pcv2} = C_{pcv2} \sqrt{P_{tank} - P_{pbot}} \\ & \text{else } Q_{pcv2} = -C_{pcv2} \sqrt{P_{pbot} - P_{tank}} \end{aligned} \quad (14)$$

2) 파일럿 미작동시

$$P_{top} < 0.29(P_{pbot} + P_{pcv-cracking}) + 0.71P_{tank} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} & \text{if } P_{tank} \geq P_{pbot} + P_{pcv-cracking} \\ & Q_{pcv2} = C_{pcv2} \sqrt{P_{tank} - P_{pbot} - P_{pcv-cracking}} \\ & \text{else } Q_{pcv2} = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

2.10 카운터밸런스 밸브의 유량식

카운터밸런스밸브의 유량식은 식(17),(18),(19)로 표현된다.

$$1) \text{ if } P_{mbot} \geq P_{pbot} + P_{cbv_set}$$

$$Q_{cbv} = C_{cbv_seq} \sqrt{P_{mbot} - P_{pbot} - P_{cbv_set}} \quad (17)$$

2) if $P_{pbot} \geq P_{mbot} + P_{cv_cracking}$

$$Q_{cbv} = -C_{cbv_cv} \sqrt{P_{pbot} - P_{mbot} - P_{cv_cracking}} \quad (18)$$

3) 1),2) 조건이 만족되지 않는 경우

$$Q_{cbv} = 0 \quad (19)$$

2.11 릴리프 밸브 1의 유량식

릴리프 밸브 1의 유량식은 식(20),(21)로 표현된다.

if $P_{top} \geq P_{ptank} + P_{rv1_set}$

$$Q_{rv1} = C_{rv1} \sqrt{P_{top} - P_{tank} - P_{rv1_set}} \quad (20)$$

else $Q_{rv1} = 0$ (21)

2.12 릴리프 밸브 2의 유량식

릴리프 밸브 2의 유량식은 식(22),(23)으로 표현된다.

if $P_{mbot} \geq P_{ptank} + P_{rv2_set}$

$$Q_{rv2} = C_{rv2} \sqrt{P_{mbot} - P_{tank} - P_{rv2_set}} \quad (22)$$

else $Q_{rv2} = 0$ (23)

2.13 셔틀밸브 및 유압브레이크의 작동식

셔틀밸브의 상단부 압력이나 하단부 압력이 유압브레이크 해제압력보다 크면 유압브레이크가 해제되며 반대로 셔틀밸브의 상단부 압력과 하단부 압력이 모두 유압브레이크 해제압력보다 작으면 유압브레이크가 작동하여 유압모터는 정지된다. 편의상 기준 유압브레이크 마찰토크를 1차 필터로 필터링하여 실제 유압브레이크 마찰토크를 적용하였다.

if $P_{top} < P_{brake_release}$ and $P_{pbot} < P_{brake_release}$

$$T_{fbrake_r} = T_{fbrake_const} \quad \text{else } T_{fbrake_r} = 0 \quad (24)$$

$$\tau_{brake} \dot{T}_{fbrake} + T_{fbrake} = T_{fbrake_r} \quad (25)$$

2.14 유압모터축 기준 등가 회전운동방정식

유압모터 회전축을 기준으로 한 등가 회전운동방정식은 식(26)과 같으며 유압모터 회전축을 기준으로 한 등가관성은 식(27)로, 등가 점성마찰계수는 식(28)로, 등가수문자중토크는 식(29)로 표현된다.

$$\begin{aligned} T_m &= D_m \cdot (P_{mbot} - P_{top}) \\ &= I_{m_eq} \alpha_m + b_{m_eq} \omega_m + T_{mg_eq} \\ &\quad + T_{fbrake} \text{sign}(\omega_m) \end{aligned} \quad (26)$$

$$I_{m_eq} \approx \frac{r_{rg}^2 M_{gate}}{n_{gears}^2} \quad (27)$$

$$b_{m_eq} = \frac{r_{rg}^2 b_{gate}}{n_{gears}^2} \quad (28)$$

$$T_{mg_eq} = \frac{r_{rg} W_{gate_eq}}{n_{gears}} \quad (29)$$

기어열의 마찰토크는 전체 기어열의 토크효율과 연관되며 기어열의 마찰토크는 결국 수문을 상승시킬 때는 수문의 무게가 증가한 것처럼 느끼게 하며 수문을 하강시킬 때는 수문의 무게가 감소한 것처럼 느끼게 한다. 이에따라 수문의 등가 자중은 유압모터의 정회전(수문상승방향)에서는 식(30)으로 나타나고 유압모터의 역회전(수문하강방향)에서는 식(31)로 표현된다.

$$W_{gate_eq} = \frac{M_{gate} g}{n_{gears}} \quad \text{if } \omega_m \geq 0 \quad (30)$$

$$W_{gate_eq} = n_{gears} M_{gate} g \quad \text{if } \omega_m < 0 \quad (31)$$

3. 컴퓨터 시뮬레이션 결과

Fig.1과 Fig.2에 나타난 래크바형 수문권양기용 정유압장치의 작동 특성을 해석하기 위해 식(1)~식(31)을 이용하여 시뮬레이션 프로그램을 작성하였으며 시뮬레이션에 적용된 시스템 상수값은 Table 1에 나타나 있다. 시뮬레이션 언어는 MATLAB⁵⁾을 사용하였으며 적분알고리즘은 ode45를 채택하였고 최대적분시간간격은 0.001초, 총 시뮬레이션 시간은 20초로 설정하였으며 수문의 작동은 정지(0초~1초)-상승(1초~10초)-정지(10초~11초)-하강(11초~15초)-정지(15초~16초)-하강(16초~20초)의 순서로 이루어진다. 수문의 정지, 상승, 하강 구간에서의 유압펌프의 기준회전속도는 각각 0rpm, +1562rpm, -1562rpm 이며 편의상 유압펌프의 기준회전속도를 1차 필터(시간상수 0.1초)로 필터링하여 유압펌프의 출력회전속도로 적용하였다.

Fig.1과 Fig.2에 나타난 래크바형 수문권양기용 정유압장치의 작동 특성에 대한 시뮬레이션 결과는 Fig.3~Fig.6에 나타나 있다.

Fig.3은 (1)수문의 상승변위 (2)수문의 상승속도 (3)유압펌프의 회전속도를 나타낸다. Fig.3(1)에서 수문은 0.00m에서 0.0441m 까지 상승하여 잠시 정지한 후 0.0255m까지 하강하여 다시 정지한 후 하강한다. Fig.3(2)에서 수문의 상승속도는 0.005m/s, 하강속도는 -0.005m/s를 나타낸다. 일반적으로 수문의 사용자측은 상승 및 하강속력을 0.3m/min으로 요구하기 때문에 이러한 요구값을 맞추기 위해 유압펌프의 회전수, 유압펌프 및 유압모터의 배제용적,

Table 1. System Parameters

hydraulic pump	values
D_{pump}	14 cc/rev
τ_{pump}	0.1 s
ω_{pump-r}	$\pm 1562\text{rpm}$ (+upward,-downward)
hydraulic motor	values
D_{motor}	32 cc/rev
$P_{brake_release}$	0.98 MPa
T_{fbrake_const}	137.2 N·m
τ_{brake}	0.01 s
pilot-operated check valves	values
C_{pcv1}, C_{pcv2}	$2.3 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\sqrt{\text{Pa}}}$
$P_{pcv_cracking}$	0.21 MPa
check valves	values
C_{cv1}, C_{cv2}	$5.5 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\sqrt{\text{Pa}}}$
$P_{cv_cracking}$	0.035 MPa
counter balance valves	values
C_{cbv_cv}	$3.45 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\sqrt{\text{Pa}}}$
C_{cbv_seq}	$8.5 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\sqrt{\text{Pa}}}$
P_{cbv_set}	1.5 MPa
$P_{cv_cracking}$	0.065 MPa
relief valves	values
C_{rv1}, C_{rv2}	$2.5 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\sqrt{\text{Pa}}}$
P_{rv1_set}, P_{rv2_set}	3.0 MPa, 14 MPa
reduction gears	values
n_{gears}	1145.1
r_{rg}	0.0802 m
control volumes	values
$V_{pbot}, V_{mbot}, V_{top}$	0.005, 0.005, 0.005 m ³
gate	values
b_{gate}	1000 N/(m/s)
η_{gears}	0.5028
M_{gate}	7500 kg
stroke of gate	2.5 m
hydraulic fluid	values
β	588MPa(약간의 공기가 내포된 작동유체로 가정된 경우)

기어감속기의 감속비 등을 설정하였다. Fig.3(3)에서 유압펌프의 회전속도는 상승시 +1562rpm, 하강시 -1562rpm 인 것을 알 수 있다.

Fig.4는 (1)유압펌프의 하단 압력, (2)유압모터의 하단 압력, (3)유압모터의 상단 압력을 나타낸다. 수문의 상승시 유압펌프의 하단압력은 2.186MPa, 유압모터의 하단압력은 2.110MPa, 유압모터의 상단 압력은 0.628MPa를 나타낸다. 유압모터에서의 압력 하강값은 0.0999MPa인 것을 알 수 있으며 이 값은 결국 수문을 들어올리는 데 사용된다.

수문의 하강시 유압펌프의 하단압력은 0.100MPa, 유압모터의 하단압력은 1.784MPa, 유압모터의 상단압력은 1.276MPa를 나타낸다. 수문의 하강시 유압모터의 하단압력이 상단압력보다 더 큰 것은 수문 자중과 카운터밸런스밸브의 설정압에 기인한다.

Fig.5는 (1)유압펌프 유량 (2)유압펌프의 부하토크, (3)유압모터의 출력토크를 나타낸다.

Fig.5(1)에서 수문상승시 펌프 유량은 364.47cc/s, 수문하강시 펌프 유량은 -364.47cc/s을 나타낸다.

Fig.5(2)에 나타난 유압펌프의 부하토크는 유압펌프의 배제용적에 유압펌프 하단압력에서 유압펌프의 상단압력을 뺀 값을 곱하여 구하였다. 수문의 상승 중에는 4.65 Nm을 나타내며 수문의 하강 중에는 -2.62 Nm를 나타낸다.

Fig.5(3)에 나타난 유압모터의 구동토크는 유압모터의 배제용적에 유압모터 하단압력에서 유압모터의 상단압력을 뺀 값을 곱하여 구하였다. 수문의 상승 중에는 10.24 Nm을 나타내며 수문의 하강 중에는 2.59 Nm를 나타낸다. 수문의 하강 중에도 수문 자중에 의한 음부하 및 카운터 밸런스 밸브에 의한 배압 때문에 유압모터의 구동토크는 양의 값을 갖는다.

Fig.6은 (1)체크밸브 1,2 유량 (2)파일럿작동 체크밸브 1 유량 (3)파일럿작동 체크밸브 2 유량을 나타낸다.

Fig.6(1)에서 수문의 상승-하강-정지의 작동시간 중에 체크밸브 1,2를 통과하는 유량은 없다는 것을 알 수 있다. 이는 펌프 상단압력이나 펌프 하단압력이 항상 0.065 MPa 이상을 유지함으로써 체크밸브의 양단 압력차가 체크밸브의 크래킹 압력보다 작아서 유량이 발생할 수 없기 때문이다.

그러나 Fig.6(2)에서 수문이 정지 후 상승하는 초기단계에서 파일럿작동 체크밸브 1을 통한 과도기 유량이 발생하는 것을 알 수 있다. 이는 유압펌프가 정지상태에서 회전을 시작하면 펌프 상단측에는 순간적으로 진공이 발생하고 또한 파일럿압에 의해 파일

릿작동 체크밸브 1 내부의 포핏을 열어주어 유량 흐름을 원활하게 하기 때문이다. 마찬가지로 Fig.6(3)에서 수문이 정지 후 하강하는 초기단계에서 파일릿작동 체크밸브 2을 통한 과도기 유량이 발생하는 것을 알 수 있다. 이는 유압펌프가 정지상태에서 회전을 시작하면 펌프 하단측에는 순간적으로 진공이 발생하고 또한 파일릿압에 의해 파일릿작동 체크밸브 2 내부의 포핏을 열어주어 유량 흐름을 원활하게 하기 때문이다.

4. 결론

랙바형 수문권양기의 승강 작동을 위해 정유압식 유압장치를 적용하는 것은 최초의 시도이기 때문에 실현 가능성을 검증하기 위해 수학적 모델을 유도하고 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다.

유압펌프의 배제용적은 14cc/rev, 유압모터의 배제용적은 32cc/rev, 기어열의 총 감속비는 1145.1:1로 설정하였고 수문의 중량은 7500 kg로 정하였다. 수문의 상승, 정지, 하강인 경우 유압펌프의 회전속도는 각각 1562rpm, 0rpm, -1562rpm으로 설정하였다.

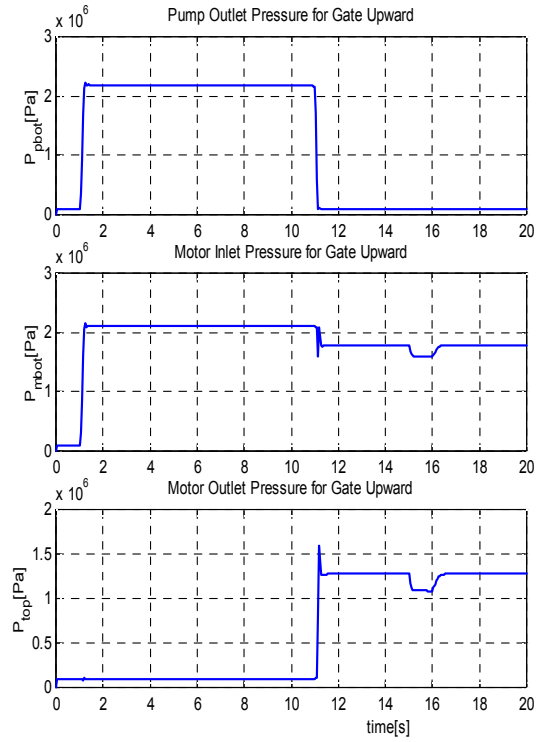


Fig. 4 pressures (1) pump downside (2) motor downside (3) motor upside

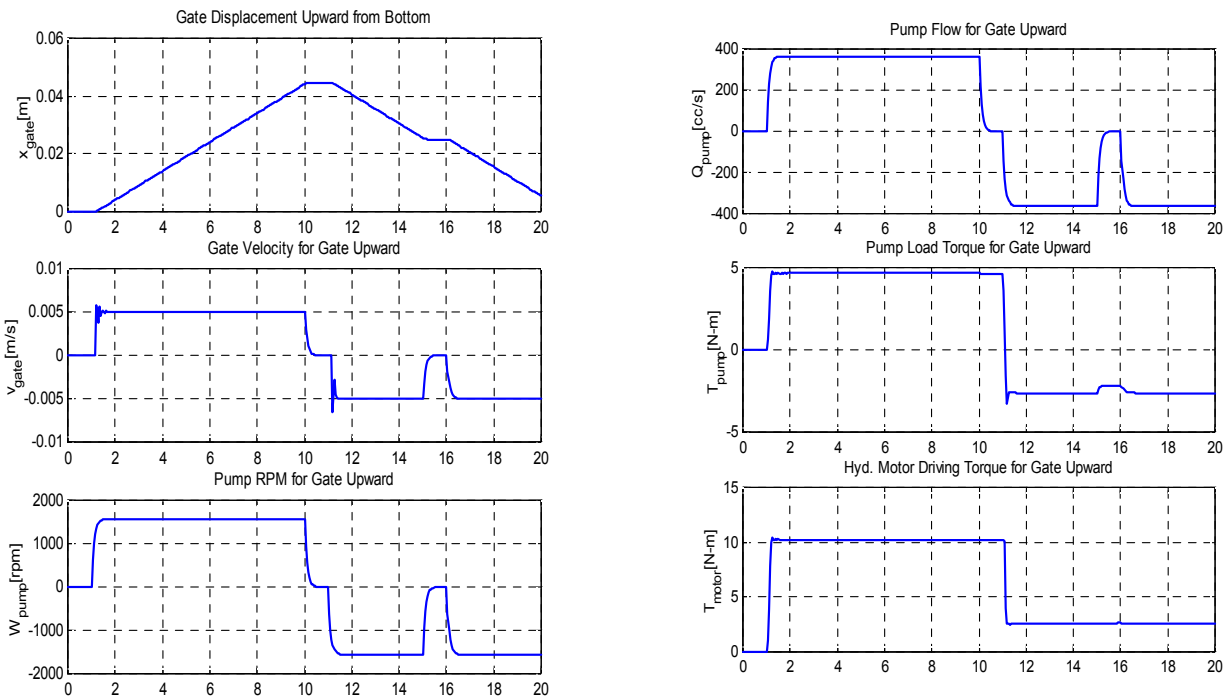


Fig. 3 (1) gate displacement (2) gate velocity, (3) pump rpm

Fig. 5 (1) hydraulic pump flow rate (2) hydraulic pump load torque (3) hydraulic motor driving torque

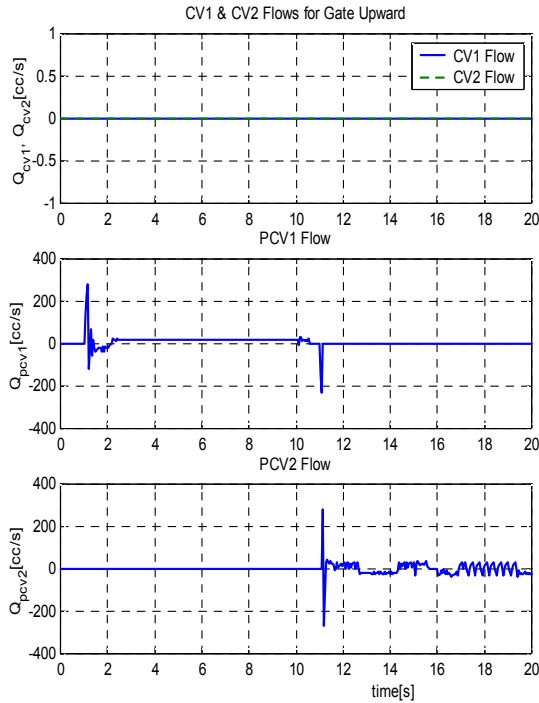


Fig. 6 flow rates (1) check valve 1, 2 (2) pilot-operated check valve 1 (2) pilot-operated check valve 2

컴퓨터 시뮬레이션 결과 수문의 상승 및 하강시 펌프유량은 $\pm 364.47\text{cc/s}$, 수문의 상승 및 하강 속력은 $0.005\text{m/s}(0.3\text{m/min})$ 으로 나타났으며 수문상승시 펌프출구압력, 유압모터입구압력, 유압모터출구압력은 각각 2.186MPa , 2.110MPa , 0.0999MPa 이었고 수문하강시 펌프출구압력, 유압모터 입구압력, 유압모터 출구압력은 각각 0.100MPa , 1.784MPa , 1.276MPa 이었다. 시뮬레이션 결과에서 유압회로 내의 압력이나 각 유압구성품을 통과하는 유량에서 비정상적인 수치가 나타나지 않았으며 정상적인 수치값을 나타냈으며 결과적으로 새로이 설계된 정유압식 유압장치가 원활히 작동된다는 사실을 알 수 있었다. 아울러 시작품을 제작하여 성능시험을 실시한 결과 정량적인 실험데이터의 부족으로 인하여 실험결과를 나타내지는 못했지만 정성적으로 정유압식 유압장치가 원활히 작동된다는 사실을 알 수 있었다.

참고 문헌

1) J. K. Lee, T. S. Kim and T. H .Kim, About Hydraulics: Circuits and Materials, Mechatronics Research, pp. 108~109, 126~

127, 1995.
 2) S. R. Lee, "Optimal Design of the Hoist Hydraulic System Including the Counter Balance Valve and Differential Cylinder Circuit", Transactions of the Korea Fluid Power Systems Society, Vol.5, No.1, pp.13~19, 2008.
 3) J. K. Lee, T. S. Kim and T. H .Kim, About Hydraulics: Circuits and Materials, Mechatronics Research, pp. 146~147,, 1995.
 4) Tokimec Co.,, Power Control Hydraulic Equipment Catalogue, pp.F15~F27, 2001.
 5) D. Hanselman and B. Littlefield. The Student Edition of MATLAB, Prentice Hall, 1997.