

카운터밸런스밸브와 차동실린더회로를 포함한
호이스트 유압장치의 최적설계

Optimal Design of the Hoist Hydraulic System Including the
Counter Balance Valve and Differential Cylinder Circuit

이 성 래
S. R. Lee

Key Words : Hoist Hydraulic System(호이스트 유압장치), Counter Balance Valve(카운터밸런스밸브), Differential Cylinder Circuit(차동실린더회로), Flow Control Valve(유량제어밸브), Complex Method(복플렉스법), Constrained Direct Search(제약직접탐색)

Abstract: The typical hydraulic system of hoist is composed of a hydraulic supply unit, a directional control valve, counter balance valve, and flow control valves. The flow capacity coefficients of flow control valves should be adjusted so that the hoist is operated at moderate speed and the hydraulic energy loss is minimized. However, it is difficult to adjust the flow coefficients of flow control valves by trial and error for optimal operation. Here, the steady state model of the hoist hydraulic system including the differential cylinder circuit is derived and the optimal flow capacity coefficients of flow control valves are obtained using the complex method that is one kind of constrained direct search method.

기호 설명

A_h, A_r : 실린더의 헤드측 및 로드측 가압면적 b_{hoist} : 실린더 작동시의 점성마찰계수

$C_{d_{cv_s1}}, C_{d_{cv_s2}}, C_{d_{cv_1t}}, C_{d_{cv_2t}}$: 방향변환밸브의 유량계수

$C_{h_fcv_in}, C_{h_fcv_out}$: 실린더 헤드측에 설치된 유량 제어밸브의 유입 및 유출 유량계수

$C_{h_pcv_fwd}, C_{h_pcv_rev}$: 실린더 헤드측에 설치된 파일럿체크밸브의 순방향 및 역방향 유량계수

$C_{r_fcv_in}, C_{r_fcv_out}$: 실린더 로드측에 설치된 유량제어밸브의 유입 및 유출 유량계수

$C_{r_cbv_fwd}, C_{r_cbv_rev}$: 실린더 로드측에 설치된 카운터밸런스밸브의 순방향 및 역방향 유량계수

E_{hyd_cycle} : 호이스트의 1 행정 운동에 소요된 유압에너지

F_{cf} : 실린더 운동시의 쿨롱마찰력

F_{vf} : 실린더 운동시의 점성마찰력

N_e : 설계변수의 갯수

N_p : 점벡터의 갯수

P_1, P_2 : 방향변환밸브의 포트 1,2 측 압력

P_h, P_r : 실린더의 헤드측 및 로드측 압력

P_{h_pcv}, P_{r_cbv} : 실린더의 헤드측 및 로드측에 설치된 유량제어밸브의 아래쪽 압력

$P_{h_pcv_cracking}$: 실린더 헤드측에 설치된 파일럿체크밸브의 크래킹 압력

$P_{r_cbv_cracking}$: 실린더 로드측에 설치된 카운터밸런스밸브에서 체크밸브의 크래킹 압력

P_t : 작동유 탱크 압력

$P_{trigger_margin}$: 파일럿체크밸브의 트리거에 필요한 압력에 추가된 여유압력

Q_h : 실린더 헤드측으로 유입 또는 유출되는 유량 Q_r : 실린더 로드측으로 유입 또는 유출되는 유량

Q_s : 공급유량

r_{pilot_ratio} : 카운터밸런스밸브의 파일럿비

t_{up}, t_{dn} : 호이스트 상승시간 및 하강시간

W_{hoist} : 호이스트 부하

a : 반사 파라미터 (1.1~1.3)

접수일 : 2008년 1월 10일

이성래(책임저자) : 건양대학교 기계공학과

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

x : 설계변수벡터 또는 점벡터
 \bar{x} : x^R 을 제외한 나머지 $N_p - 1$ 개의 점벡터의 평균
 x^m : x^R 에서 \bar{x} 을 지난 x^R 의 반사된 점벡터
 x^R : N_p 개의 점벡터 중에서 목적함수값이 최소인 점벡터

1. 서 론

Fig. 1은 통상적인 유압식 호이스트의 유압회로도 를 나타낸다. Fig. 1에서는 편로드 실린더가 사용되 기 때문에 호이스트의 상승속도는 하강속도보다 크 다. Fig. 2에서는 Fig. 1과 마찬가지로 편로드 실린더 가 사용되지만 차동실린더 회로를 적용하여 호이스 트의 상승속도와 하강속도를 동일하게 할 수 있다. 아울러 호이스트의 하강시 카운터밸런스밸브에서의 압력손실을 줄이기 위해 외부파일럿압력을 사용하였 다. Fig. 2에서 실린더 로드측에 설치된 유량제어밸 브는 호이스트의 하강속도를 제어하며 실린더 헤드 측에 설치된 유량제어밸브는 호이스트의 상승속도를 제어한다. 그러나 유량제어밸브의 유량계수가 너무 작으면 과도한 압력손실과 유압에너지의 손실이 발 생한다. 반면에 실린더 로드측 유량제어밸브의 유량 계수가 너무 크면 호이스트의 하강속도가 지나치게 커지고 또한 실린더 헤드측에 진공압이 발생할 수 있다.

이에 따라 실린더 헤드측에 진공압이 발생하지 않 고 헤드측 파일럿 작동 체크밸브가 정상적으로 작동하 면서 유압에너지의 손실이 최소가 되도록 두 개의 유량제어밸브의 유입·유출 양방향 최적유량계수를 결정하기 위해 유압장치의 정상상태모델을 유도하고 직접탐색기법의 일종인 콤플렉스법(complex method) 을 적용하였다.¹⁾

콤플렉스법이 유압장치의 최적설계에 적용된 예들 들면 다음과 같다. 1)보수문의 개폐작동을 위해서 사 용되는 유압실린더에 걸리는 반력을 최소화시키는 유압실린더의 설치 위치를 결정²⁾ 2)Fig. 1에 나타난 통상적인 유압식 호이스트에서 유압에너지의 손실이 최소가 되도록 두 개의 유량제어밸브의 유입·유출 양방향 최적유량계수 결정.³⁾

2. 호이스트용 유압장치의 정상상태 모델

2.1 호이스트 상승시

Fig. 3에 호이스트가 상승하는 경우에 대한호이스

트의 유압회로가 나타나 있으며 중요한 시스템 변수 가 표시되어 있다. 호이스트 유압장치의 정상상태 수 학적 모델식은 다음과 같이 유도된다.

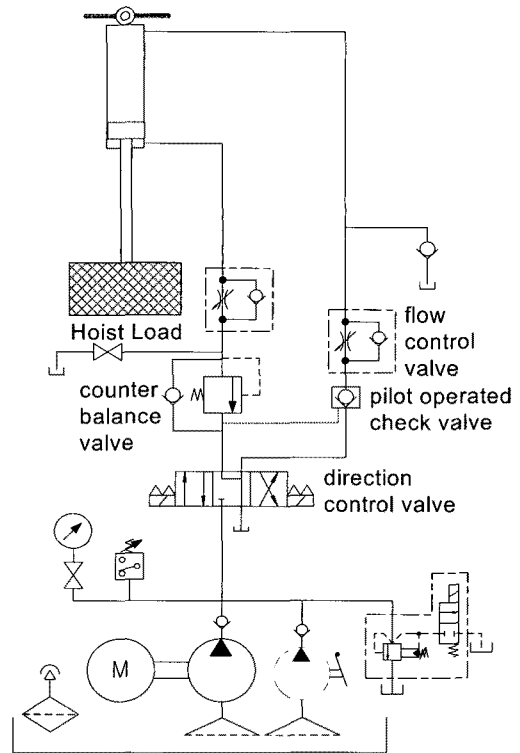


Fig. 1 Hydraulic circuit of the hoist

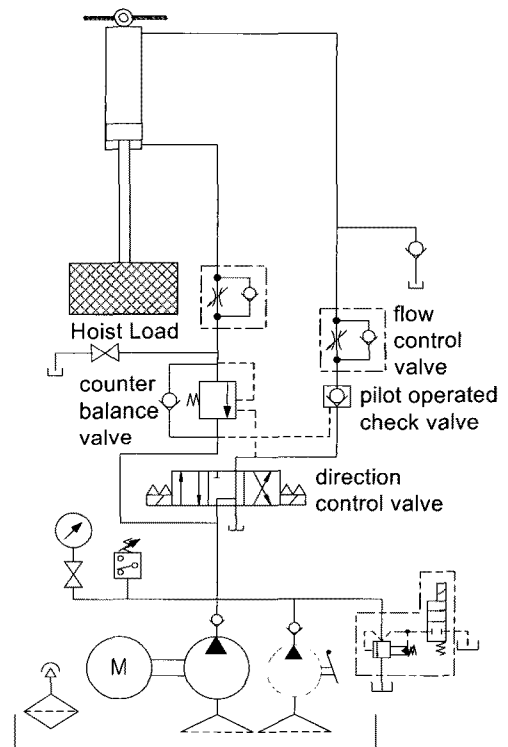


Fig. 2 Hoist hydraulic circuit including the differential cylinder circuit

유압공급장치에서 방향변환밸브로 공급되는 유량이 Q_s 이면 실린더 로드측으로 유입되는 유량과 실린더 헤드측에서 유출되는 유량은 다음 식으로 표현된다.

$$Q_r = Q_s \quad (1)$$

$$Q_h = \frac{A_h}{A_r} Q_s \quad (2)$$

각 밸브의 유량식을 적용하여 각 부위의 압력은 식 (3)~식 (10)으로 계산할 수 있다.

$$P_2 = P_t + \frac{Q_h^2}{C_{dcv_2t}^2} \quad (3)$$

$$P_{h_pcv} = P_2 + \frac{Q_h^2}{C_{h_pcv_rev}^2} \quad (4)$$

$$P_h = P_{h_pcv} + \frac{Q_h^2}{C_{h_fcv_out}^2} \quad (5)$$

$$P_r = \frac{(W_{hoist} + F_{cf} + F_{vf_up})}{A_r} + \frac{A_h}{A_r} P_h \quad (6)$$

$$P_{r_cbv} = P_r + \frac{Q_r^2}{C_{r_fcv_in}^2} \quad (7)$$

$$P_1 = P_{r_cbv} + \frac{Q_r^2}{C_{r_cbv_rev}^2} \quad (8)$$

$$P_s = P_1 + \frac{Q_r^2}{C_{dcv_s1}^2} \quad (9)$$

$$P_s = + \frac{(W_{hoist} + F_{cf} + F_{vf_up})}{A_r} + \frac{A_h}{A_r} P_t + \left(\frac{1}{C_{r_fcv_in}^2} + \frac{1}{C_{r_cbv_rev}^2} + \frac{1}{C_{dcv_s1}^2} \right) Q_s^2 + \left(\frac{1}{C_{dcv_2t}^2} + \frac{1}{C_{h_pcv_rev}^2} + \frac{1}{C_{h_fcv_out}^2} \right) \frac{A_h^3}{A_r^3} Q_s^2 \quad (10)$$

그리고 호이스트가 상승하는데 걸리는 시간은 식 (11)과 같이 계산할 수 있다.

$$t_{up} = \frac{stroke}{\left(\frac{Q_s}{A_r} \right)} \quad (11)$$

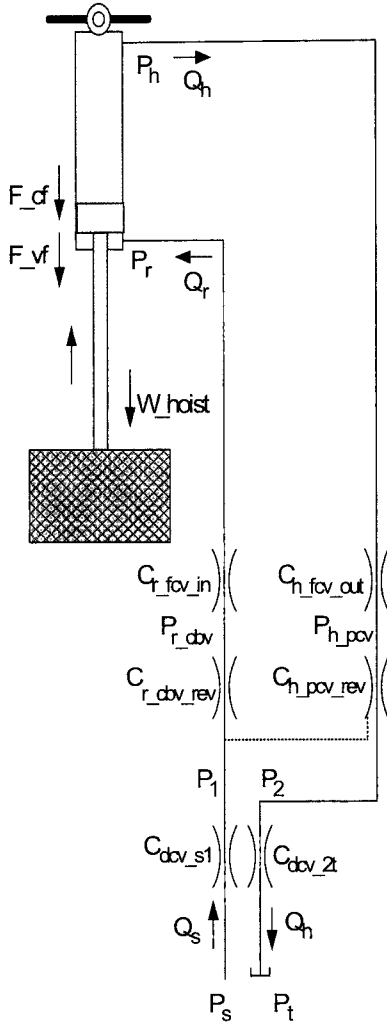


Fig. 3 Steady state model of the hoist hydraulic circuit for the upward motion

2.2 호이스트 하강시

Fig. 4에 호이스트가 하강하는 경우에 대한 호이스트의 유압회로가 나타나 있으며 중요한 시스템 변수가 표시되어 있다. 호이스트 유압장치의 정상상태 수학적 모델식은 다음과 같이 유도된다.

유압공급장치에서 방향변환밸브로 공급되는 유량이 Q_s 이면 실린더 헤드측으로 유입되는 유량과 실린더 로드측에서 유출되는 유량은 다음 식으로 표현된다.

$$Q_h = Q_s + Q_r \quad (12)$$

$$Q_r = \frac{A_r}{A_h} Q_h = \frac{A_r}{A_h} (Q_s + Q_r) \quad (13)$$

$$Q_r = \frac{A_r}{A_h - A_r} Q_s = A_r^* Q_s \quad (14)$$

$$A_r^* = \frac{A_r}{A_h - A_r} \quad (15)$$

$$Q_h = \frac{A_h}{A_h - A_r} Q_s = A_h^* Q_s \quad (16)$$

$$A_h^* = \frac{A_h}{A_h - A_r} \quad (17)$$

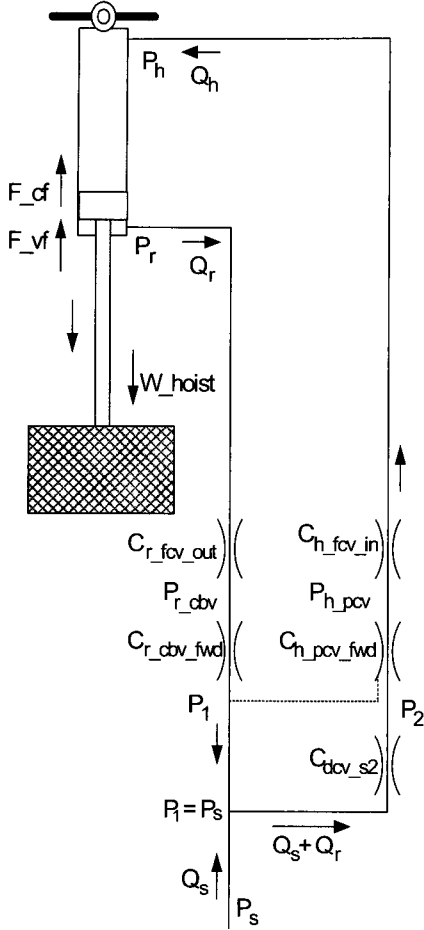


Fig. 4 Steady state model of the hoist hydraulic circuit for the downward motion

각 밸브의 유량식을 적용하여 각 부위의 압력은 식 (18)~식 (28)로 계산할 수 있다.

$$P_h = P_s - \left(\frac{1}{C_{dcvs2}^2} + \frac{1}{C_{h_pcv_fwd}^2} + \frac{1}{C_{h_fcv_in}^2} \right) \cdot (A_h^* Q_s)^2 - P_{h_pcv_cracking} \quad (18)$$

$$P_r = P_s + \left(\frac{1}{C_{r_cbv_fwd}^2} + \frac{1}{C_{r_fcv_out}^2} \right) \cdot (A_r^* Q_s)^2 + P_{r_cbv_set} \quad (19)$$

외부과일렛 및 벤트형 카운터밸런스밸브를 통과하는 유량식은 다음과 같이 가정한다.⁴⁾

$$Q_{r_cbv_fwd} = C_{r_cbv_fwd} \sqrt{P_{r_cbv} - P_s - P_{r_cbv_set}^*} \quad (20)$$

$$P_{r_cbv_set}^* = \max(0, P_{r_cbv_set} - r_{pilot_ratio} \cdot P_2) \quad (21)$$

$$P_2 = P_s - \frac{(A_h^* Q_s)^2}{C_{dcvs2}^2} \quad (22)$$

$$P_h A_h + W_{hoist} = P_r A_r + F_{cf} + F_{vf_dn} \quad (23)$$

식 (18), 식 (19)를 식 (23)에 대입하여 다음 식을 유도한다.

$$P_s = A_h^{\textcircled{a}} A_h^{*2} Q_s^2 \left(\frac{1}{C_{dcvs2}^2} + \frac{1}{C_{h_pcv_fwd}^2} + \frac{1}{C_{h_fcv_in}^2} \right) + A_r^{\textcircled{a}} A_r^{*2} Q_s^2 \left(\frac{1}{C_{r_cbv_fwd}^2} + \frac{1}{C_{r_fcv_out}^2} \right) + A_r^{\textcircled{a}} P_{r_cbv_set} - \frac{W_{hoist} - F_{cf} - F_{vf_dn}}{A_h - A_r \cdot (r_{pilot_ratio} - 1)} + A_h^{\textcircled{a}} P_{h_pcv_cracking} + r_{pilot_ratio} \cdot \frac{(A_h^* Q_s)^2}{C_{dcvs2}^2} \cdot A_r \quad (24)$$

$$A_h^{\textcircled{a}} = \frac{A_h}{A_h + A_r (r_{pilot_ratio} - 1)} \quad (25)$$

$$A_r^{\textcircled{a}} = \frac{A_r}{A_h + A_r (r_{pilot_ratio} - 1)} \quad (26)$$

$$P_{h_pcv} = P_h + \frac{Q_h^2}{C_{h_fcv_in}^2} = P_h + \frac{(A_h^* Q_s)^2}{C_{h_fcv_in}^2} \quad (27)$$

$$P_{r_cbv} = P_r - \frac{Q_r^2}{C_{r_fcv_out}^2} = P_r - \frac{(A_r^* Q_s)^2}{C_{r_fcv_out}^2} \quad (28)$$

그리고 호이스트가 하강하는데 걸리는 시간은 식 (29)와 같이 계산할 수 있다.

$$t_{dn} = \frac{\text{stroke}}{\left(\frac{Q_s}{A_h - A_r} \right)} \quad (29)$$

3. 유량제어밸브의 최적 유량계수 설계

Fig. 3과 Fig. 4에 표시된 두 개의 유량제어밸브의 최적유량계수, $C_{h_fcv_in}$, $C_{h_fcv_out}$, $C_{r_fcv_in}$, $C_{r_fcv_out}$ 를 결정하기 위해 직접탐색기법의 일종인 콤플렉스법(complex method)을 적용하였다.

3.1 목적함수

호이스트가 1 m 상승하고 다시 1 m 하강하는 1 사이클 동안 소요되는 유압에너지를 목적함수로 설정하였다.

$$E_{hyd_cycle} = (P_{s_up} - P_t) \cdot Q_s \cdot t_{up} + P_{s_dn} \cdot Q_s \cdot t_{dn} \quad (30)$$

3.2 설계 변수

목적함수값을 최소화시키기 위해 총 4개의 설계변수값을 변화시켰으며 해당 설계변수는 유량제어밸브의 유량계수 $C_{h_fcv_in}$, $C_{h_fcv_out}$, $C_{r_fcv_in}$, $C_{r_fcv_out}$ 이다. 유량제어밸브의 유량계수는 방향변환밸브의 유량계수보다는 작다고 가정하며 또한 유량제어밸브의 유량계수를 너무 작게 설정하면 압력손실이 커지므로 유량제어밸브의 유량계수의 하한치를 설정하였다.

$$3.1944 \times 10^{-8} \leq C_{h_fcv_in}, C_{h_fcv_out}, C_{r_fcv_in}, C_{r_fcv_out} \leq 7.9860 \times 10^{-7} \frac{(m^3/s)}{\sqrt{Pa}} \quad (31)$$

3.3 제약함수

호이스트의 상승속도와 하강속도는 각각 식 (32)와 식 (33)으로 표현되며 호이스트의 상승속도와 하강속도가 같도록 펀로드 실린더의 내경과 로드 직경의 비를 식 (35)와 같이 설정한다.

$$v_{up} = \frac{Q_s}{A_r} \quad (32)$$

$$v_{dn} = \frac{Q_s + Q_r}{A_h} = \frac{A_h^* Q_s}{A_h} = \frac{Q_s}{A_h - A_r} \quad (33)$$

$$\frac{1}{A_r} = \frac{1}{A_h - A_r} \quad \text{또는} \quad A_h = 2A_r \quad (34)$$

$$d_h = 1.414 d_r \quad \text{또는} \quad d_r = 0.707 d_h \quad (35)$$

호이스트의 하강시 실린더 헤드측에 진공이 발생하지 않도록 설계변수를 제약한다.

$$P_{h_dn} > P_t \quad (36)$$

호이스트의 상승시 헤드측 파일럿작동 체크밸브가 작동하도록 설계변수를 제약한다⁵⁾.

$$P_{1_up} > 0.28(P_{h_pcv_up} + P_{h_pcv_cracking}) + 0.72P_{2_up} + P_{trigger_margin} \quad (37)$$

3.4 콤플렉스법의 알고리즘

① 설계변수의 개수, $N_e = 4$ 의 2배에 해당하는 $N_p = 8$ 개의 유용한 점들로 구성된 점 그룹을 형성한다. 그룹에 속하는 각 점은 식 (38)에 나타난 것처럼 4개의 설계변수로 구성된다.

$$\underline{x} = [C_{h_fcv_in} \ C_{h_fcv_out} \ C_{r_fcv_in} \ C_{r_fcv_out}]^T \quad (38)$$

② 8개의 점 중에서 목적함수값이 최대인 점, \underline{x}^R 을 찾는다.

③ Fig. 5에 나타난 것처럼 2)에서 구한 \underline{x}^R 을 제외한 나머지 7개의 평균점, $\bar{\underline{x}}$ 의 건너편 점, $\underline{x}^m = \bar{\underline{x}} + \alpha(\bar{\underline{x}} - \underline{x}^R)$ 으로 이동시킨다. 여기서 $\alpha = 1.3$ 을 사용하였다.

④ 이동된 점, \underline{x}^m 의 목적함수값, $f(\underline{x}^m)$ 이 2)에서 구한 최대목적함수값, $f(\underline{x}^R)$ 보다 작지 않으면 최대목적함수값보다 작아질 때까지 \underline{x}^m 의 현 위치에서 현 위치, \underline{x}^m 와 평균점, $\bar{\underline{x}}$ 의 중간점으로 이동시킨다. \underline{x}^m 의 이동된 점이 유용한 점이 아니면 유용한 점이 될 때까지 \underline{x}^m 의 이동 후 현 위치에서 현 위치, \underline{x}^m 와 $\bar{\underline{x}}$ 의 중간점으로 다시 이동시킨다.

⑤ 8개의 점이 모두 기준 미소반경, 0.5 이내에 밀집되어 있고 동시에 8개의 점 각각에 대한 목적함수값의 차이가 미소기준값, 0.0005 이내에 있으면 종료시킨다. 종료조건이 만족되지 않으면 2)로 간다.

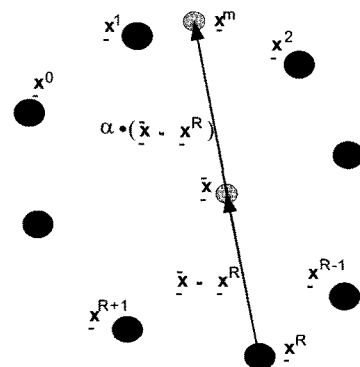


Fig. 5 Search trajectory of complex method

3.5 최적 설계 결과

콤플렉스법에 의한 최적설계변수의 탐색 프로그램은 MATLAB⁶⁾으로 작성하였으며 별도의 MATLAB 툴박스를 사용하지 않았다. 시스템 파라미터값은 Table 1에 나타나 있으며 탐색횟수의 증가에 따른 유량계수값의 변화과정이 Fig. 6(a), Fig. 6(b)에 나타나 있고 탐색횟수의 증가에 따른 목적함수의 변화과정이 Fig. 6(c)에 나타나 있다. 설계변수의 탐색 중 목적함수의 계산횟수는 330회이며 탐색 결과는 다음과 같다.

$$C_{h_fcv_in} = 7.9860 \times 10^{-7} \frac{(m^3/s)}{\sqrt{Pa}}$$

$$C_{h_fcv_out} = 7.9858 \times 10^{-7} \frac{(m^3/s)}{\sqrt{Pa}}$$

$$C_{r_fcv_in} = 7.9850 \times 10^{-7} \frac{(m^3/s)}{\sqrt{Pa}}$$

$$C_{r_fcv_out} = 3.2771 \times 10^{-7} \frac{(m^3/s)}{\sqrt{Pa}}$$

최종 목적함수값: $E_{hyd_cycle} = 38020 \text{ J}$

Table 1 System parameters

| symbols | values |
|--|---|
| A_h | $113.1 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ |
| A_r | $56.55 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ |
| b_{hoist} | 1000 N/(m/s) |
| $C_{dcv_s1}, C_{dcv_s2}, C_{dcv_1t}, C_{dcv_2t}$ | $4.7916 \times 10^{-7} \frac{(m^3/s)}{\sqrt{Pa}}$ |
| $C_{h_pcv_fwd}, C_{h_pcv_rev}, C_{r_cbv_fwd}, C_{r_cbv_rev}$ | $7.986 \times 10^{-7} \frac{(m^3/s)}{\sqrt{Pa}}$ |
| F_{cf} | 200 N |
| $P_{r_cbv_set}$ | 2.8161 MPa |
| $P_{h_pcv_cracking}, P_{r_cbv_cracking}$ | 0.21 MPa |
| P_t | 0.1 MPa |
| $P_{trigger_margin}$ | 0.2 MPa |
| Q_s | $2 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ |
| r_{pilot_ratio} | 3.0 |
| stroke | 1 m |
| W_{hoist} | 12250 N |

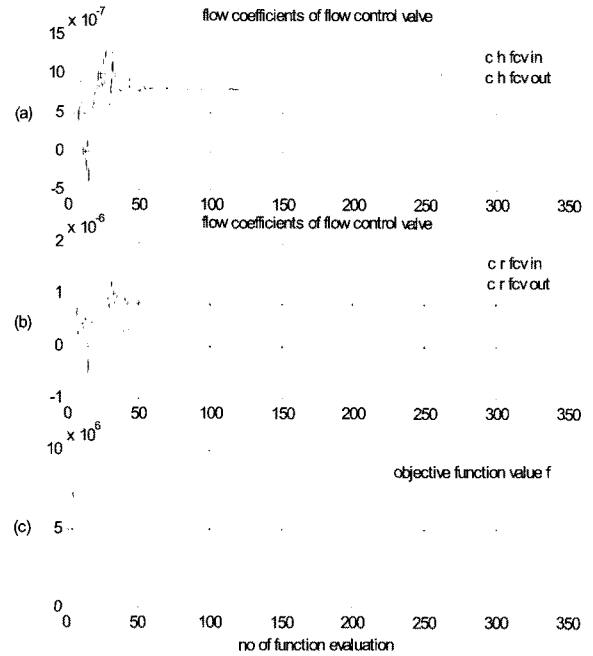


Fig. 6 Trajectory of design parameters and objective function value ($W_{lifter}=12250 \text{ N}$)

- (a) capacity coefficients of flow control valve at cylinder head side: in flow, out flow
- (b) capacity coefficients of flow control valve at cylinder rod side: in flow, out flow
- (c) objective function value

실린더 헤드측에 설치된 유입 및 유출 유량제어밸브의 최적유량계수 및 실린더 로드측에 설치된 유입 유량제어밸브의 최적유량계수는 초기에 설정된 유량계수 상한치, $7.9860 \times 10^{-7} \frac{(m^3/s)}{\sqrt{Pa}}$ 에 근접하다는 사실을 알 수 있으며 실린더 로드측에 설치된 유출 유량제어밸브의 최적유량계수는 초기에 설정된 유량계수 상한치, $7.9860 \times 10^{-7} \frac{(m^3/s)}{\sqrt{Pa}}$ 보다 작은 $3.2771 \times 10^{-7} \frac{(m^3/s)}{\sqrt{Pa}}$ 에 접근하였다.

Fig. 7은 실린더 로드측에 설치된 유입 및 유출 유량제어밸브의 유량계수값에 따른 목적함수값을 3차원적으로 나타냈다. Fig. 7에서 유출 유량제어밸브의 유량계수값이 $3.3 \times 10^{-7} \frac{(m^3/s)}{\sqrt{Pa}}$ 보다 크면 호이스트의 하강시 실린더 헤드측에 진공이 발생하며 이를 표현하기 위해 편의상 Fig. 7에서는 목적함수값을 100,000J로 나타냈다. Fig. 7에서 목적함수값이 최소가 되는 설계변수값 중에서 $C_{r_fcv_in} = 7.9850 \times 10^{-7}$,

$C_{r_fcv_out} = 3.2771 \times 10^{-7} \frac{(m^3/s)}{\sqrt{Pa}}$ 임을 알 수 있으며 참고적으로 최적설계변수값에서 벗어난 $C_{r_fcv_in} = 7.9860 \times 10^{-7}$, $C_{r_fcv_out} = 7.9860 \times 10^{-7} \frac{(m^3/s)}{\sqrt{Pa}}$ 인 경우의 목적함수값은 46361 J 이다.

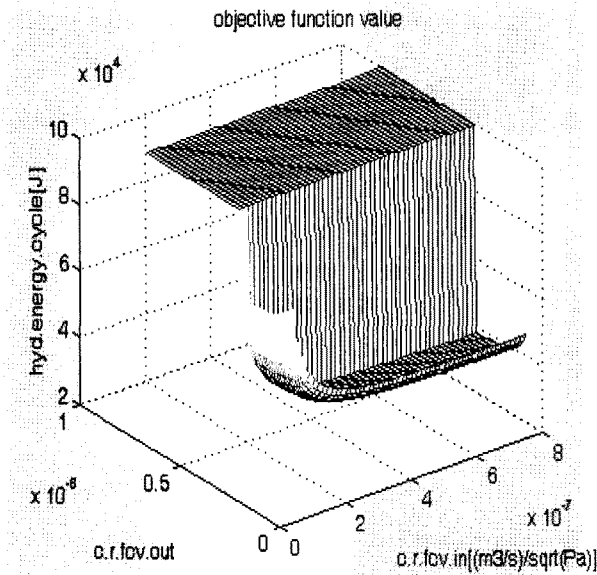


Fig. 7 Objective function values

$$(C_{h_fcv_in}, C_{h_fcv_out} = 7.9860 \times 10^{-7} \frac{(m^3/s)}{\sqrt{Pa}})$$

4. 결 론

유압식 호이스트의 상승속도나 하강속도를 제어하기 위해 유량제어밸브가 사용된다. 또한 편로드 실린더를 사용함에 따른 상승속도와 하강속도의 차이를 보정하기 위해 차동실린더회로를 적용하였다. 호이스트의 유압회로에서 유량제어밸브의 유량계수 값에 따라 유압에너지의 손실이 크게 발생할 수도 있고 유압회로 내에 진공압이 발생할 수도 있으며 파일럿 작동 체크밸브가 정상적으로 작동하지 않을 수도 있다.

이러한 문제점을 해결하면서 유압에너지의 손실을 최소화시킬 수 있도록 두 개의 유량제어밸브에 대해 유입·유출 양방향 유량계수를 결정하기 위해 직접 탐색기법의 일종인 콤플렉스법(complex method)을 적용하였다. 최적 유량계수를 사용하는 경우 1250 kg의 부하를 1m 올리고 다시 1m 하강시키는데 소요되는 에너지는 38020 J 로 나타났다.

후 기

이 논문은 2007학년도 건양대학교 학술연구비 지원에 의하여 이루어진 것임을 밝힙니다.

참고 문헌

- 1) G. V. Reklaitis, A. Ravindran and K. Ragsdell, "Engineering Optimization Methods and Applications", John Wiley & Sons, Inc., pp. 268~277, 1983.
- 2) S. R. Lee, "Design of Optimal Locating Points of the Hydraulic Cylinder Actuating a Sluice Gate Using the Complex Method", Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 13, No. 6, pp. 170~176, 2005.
- 3) S. R. Lee, "Design of Optimal Flow Coefficients of Flow Control Valves in the Hoist Hydraulic System Using the Complex Method", Transaction of the Korea Fluid Power Systems Society, Vol. 4, No. 1, pp. 1~6, 2007.
- 4) "Sun Hydraulic Technical Tips", pp. 3~10, Web #999-901-287, Sun Hydraulic Co., 2007.
- 5) "Power Control Hydraulic Equipment Catalogue", Tokimec Co., pp. F15~F16, 2001.
- 6) D. Hanselman and B. Littlefield, "The Student Edition of MATLAB", Prentice Hall, 1997.