

## 복플렉스법에 의한 호이스트 유압회로 유량제어밸브의 최적유량계수 설계

### Design of Optimal Capacity Coefficients of Flow Control Valves in the Hoist Hydraulic System Using the Complex Method

이 성 래  
S. R. Lee

**Key Words** : Hoist Hydraulic System(호이스트 유압시스템), Flow Control Valve(유량제어밸브), Optimal Valve Capacity Coefficient(최적밸브 유량계수), 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, two pilot operated check valves, two flow control valves. The capacity coefficients of flow control valves should be adjusted for the hoist to operate at moderate speed and minimize the hydraulic energy loss. However, it is difficult to adjust the four capacity coefficients of flow control valves by trial and error for optimal operation. The steady state model of the hoist hydraulic system is derived and the optimal capacity coefficients of flow control valves are obtained using the complex method that is one kind of constrained direct search method.

#### 기호 설명

$A_h, A_r$  : pressurized areas of cylinder head and rod sides  
 $b_{hoist}$  : actuator viscous friction coefficient  
 $C_{d_{cv\_s1}}, C_{d_{cv\_s2}}, C_{d_{cv\_1t}}, C_{d_{cv\_2t}}$  : capacity coefficients of directional control valve  
 $C_{h\_fcv\_in}, C_{h\_fcv\_out}$  : capacity coefficients of flow control valve at cylinder head side: in flow, out flow  
 $C_{h\_pcv\_fwd}, C_{h\_pcv\_rev}$  : capacity coefficients of pilot operated check valve at cylinder head side: forward flow, reverse flow  
 $C_{r\_fcv\_in}, C_{r\_fcv\_out}$  : capacity coefficients of flow control valve at cylinder rod side: in, out flow  
 $C_{r\_pcv\_fwd}, C_{r\_pcv\_rev}$  : capacity coefficients of pilot

operated check valve at cylinder head side : forward flow, reverse flow  
 $E_{hyd\ cycle}$  : hydraulic energy used for one cycle motion of the hoist  
 $F_{cf}$  : actuator coulomb friction force  
 $F_{vf}$  : actuator viscous friction force  
 $N_e$  : number design variables or number of elements of point vector  
 $N_p$  : number of point vectors  
 $P_1, P_2$  : pressures of port 1,2 of directional control valve  
 $P_h, P_r$  : pressures of cylinder head and rod sides  
 $P_{h\_pcv}, P_{r\_pcv}$  : pressures between flow control valve and pilot operated check valve at cylinder head and rod sides  
 $P_{h\_pcv\_cracking}, P_{r\_pcv\_cracking}$  : cracking pressures of pilot operated check valves at cylinder head and rod sides  
 $P_t$  : tank pressure  
 $P_{trigger\ margin}$  : margin of trigger pressure of pilot operated check valve

접수일 : 2007년 1월 5일  
 이성래(책임저자) : 건양대학교 기계공학과  
 E-mail : srlee@konyang.ac.kr, Tel : 041-730-5191

- $Q_h$  : flow rate into or out of cylinder head side
- $Q_r$  : flow rate into or out of cylinder rod side
- $Q_s$  : supply flow rate
- $t_{up}, t_{dn}$  : stroke time of up or down motion
- $W_{hoist}$  : hoist load
- $\alpha$  : reflection parameter (1.1~1.3)
- $\underline{x}$  : point vector or vector of design variables
- $\bar{\underline{x}}$  : average of  $N_p - 1$  point vectors excluding  $\underline{x}^R$
- $\underline{x}^m$  : reflected point vector of  $\underline{x}^R$  crossing  $\bar{\underline{x}}$
- $\underline{x}^R$  : point vector having maximum objective function value among  $N_p$  point vectors

## 1. 서 론

Fig. 1은 통상적인 호이스트의 유압회로도를 나타낸다.<sup>1)</sup> Fig. 1에서 호이스트의 현재 위치를 오랜 시간 동안 유지하기 위하여 두 개의 파일럿 작동 체크밸브가 사용되며 실린더 로드측에 설치된 유량제어밸브는 호이스트의 하강속도를 제어하며 실린더 헤드측에 설치된 유량제어밸브는 호이스트의 상승속도를 제어한다. 그러나 유량제어밸브의 유량계수가 너무 작으면 과도한 압력손실과 유압에너지의 손실이 발생한다. 반면에 실린더 로드측 유량제어밸브의 유량계수가 너무 크면 호이스트의 하강속도가 지나치게 커지고 또한 실린더 헤드측에 진공압이 발생할 수 있으며 실린더 로드측에 설치된 파일럿 작동 체크밸브에 가해지는 파일럿 압력이 비정상적이어서 파일럿 작동 체크밸브가 On-Off 작동을 반복하여 유압시스템에 좋지 않은 영향을 끼칠 수 있다. 이에 따라 실린더 헤드측에 진공압이 발생하지 않고 두 개의 파일럿 작동 체크밸브가 정상적으로 작동하면서 유압에너지의 손실이 최소가 되도록 두 개의 유량제어밸브의 유입·유출 양방향 최적유량계수를 결정하기 위해 직접탐색기법의 일종인 콤플렉스법(complex method)을 적용하였다.<sup>2,3)</sup>

## 2. 호이스트용 유압장치의 정상상태 모델

### 2.1 호이스트 상승시

Fig. 2에 호이스트가 상승하는 경우에 대한 호이스트의 유압회로가 나타나 있으며 중요한 시스템 변수

가 표시되어 있다. 호이스트 유압장치의 정상상태 수학적 모델식은 다음과 같이 유도된다.

유압공급장치에서 방향변환밸브로 공급되는 유량이  $Q_s$ 이면 실린더 로드측으로 유입되는 유량과 실린더 헤드측에서 유출되는 유량은 다음과 같다.

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

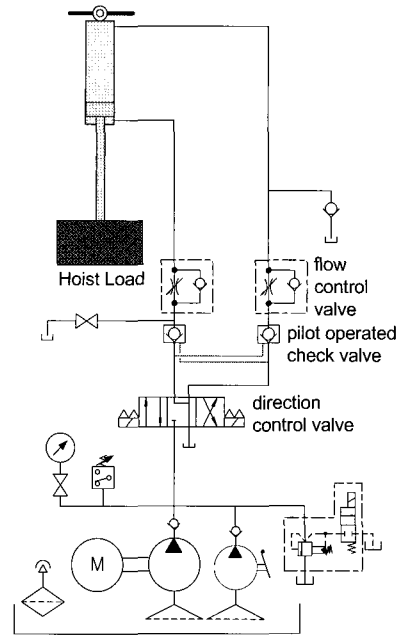


Fig. 1 Hydraulic circuit of the hoist

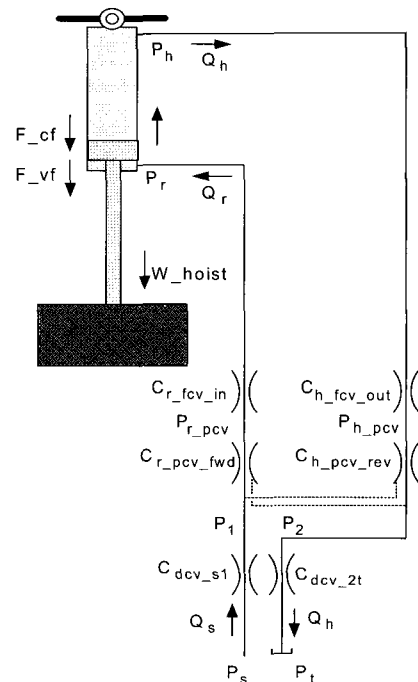


Fig. 2 Steady state model of the hoist hydraulic circuit for the upward motion

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

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

$$P_2 = P_t + \frac{Q_h^2}{C_{dcv\_2t}^2} \quad (3)$$

$$P_{h\_pcv} = P_2 + \frac{Q_h^2}{C_{h\_pcv\_rev}^2} \quad (4)$$

$$P_h = P_{h\_pcv} + \frac{Q_h^2}{C_{h\_fcv\_out}^2} \quad (5)$$

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

$$P_{r\_pcv} = P_r + \frac{Q_r^2}{C_{r\_fcv\_in}^2} \quad (7)$$

$$P_1 = P_{r\_pcv} + \frac{Q_r^2}{C_{r\_pcv\_fwd}^2} \quad (8)$$

$$P_s = P_1 + \frac{Q_r^2}{C_{dcv\_s1}^2} \quad (9)$$

$$P_s = + \frac{(W_{hoist} + F_{cf} + F_{vf\_up})}{A_r} + \frac{A_h}{A_r} P_t + \left( \frac{1}{C_{r\_fcv\_in}^2} + \frac{1}{C_{r\_pcv\_fwd}^2} + \frac{1}{C_{dcv\_s1}^2} \right) Q_s^2 + \left( \frac{1}{C_{dcv\_2t}^2} + \frac{1}{C_{h\_pcv\_rev}^2} + \frac{1}{C_{h\_fcv\_out}^2} \right) \frac{A_h^3}{A_r^3} Q_s^2 \quad (10)$$

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

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

## 2.2 호이스트 하강시

Fig. 3에 호이스트가 하강하는 경우에 대한 호이스트의 유압회로가 나타나 있으며 중요한 시스템 변수가 표시되어 있다. 호이스트 유압장치의 정상상태 수학적 모델식은 다음과 같이 유도된다.

유압공급장치에서 방향변환밸브로 공급되는 유량

이  $Q_s$ 이면 실린더 헤드측으로 유입되는 유량과 실린더 로드측에서 유출되는 유량은 다음과 같다.

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

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

각 밸브의 유량식을 적용하여 각 부위의 압력은 식 (14)~(21)로 계산할 수 있다.

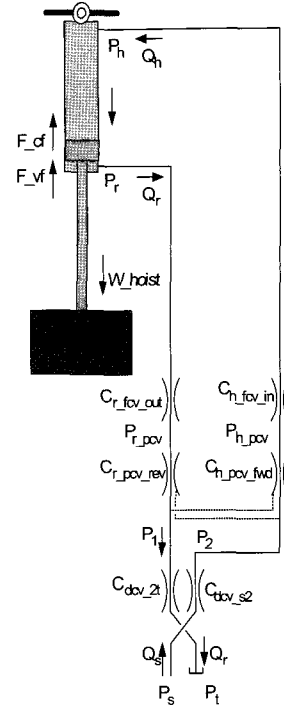


Fig. 3 Steady state model of the hoist hydraulic circuit for the downward motion

$$P_1 = P_t + \frac{Q_r^2}{C_{dcv\_1t}^2} \quad (14)$$

$$P_{r\_pcv} = P_1 + \frac{Q_r^2}{C_{r\_pcv\_rev}^2} \quad (15)$$

$$P_r = P_{r\_pcv} + \frac{Q_r^2}{C_{r\_fcv\_out}^2} \quad (16)$$

$$P_h = - \frac{(W_{hoist} - F_{cf} - F_{vf\_up})}{A_h} + \frac{A_r}{A_h} P_r \quad (17)$$

$$P_{h\_pcv} = P_h + \frac{Q_h^2}{C_{h\_fcv\_in}^2} \quad (18)$$

$$P_2 = P_{h\_pcv} + \frac{Q_h^2}{C_{h\_pcv\_fwd}^2} \quad (19)$$

$$P_s = P_2 + \frac{Q_h^2}{C_{dcv\_s2}^2} \quad (20)$$

$$P_s = -\frac{(W_{hoist} - F_{cf} - F_{vf\_up})}{A_h} + \frac{A_r}{A_h} P_t \quad (21)$$

$$+ \left( \frac{1}{C_{r\_fcv\_out}^2} + \frac{1}{C_{r\_pcv\_rev}^2} + \frac{1}{C_{dcv\_1t}^2} \right) \frac{A_r^3}{A_h^3} Q_s^3$$

$$+ \left( \frac{1}{C_{dcv\_s2}^2} + \frac{1}{C_{h\_pcv\_fwd}^2} + \frac{1}{C_{h\_fcv\_in}^2} \right) Q_s^2$$

그리고 호이스트가 하강하는데 걸리는 시간은 식 (22)와 같이 계산할 수 있다.

$$t_{dn} = \frac{stroke}{(Q_s/A_h)} \quad (22)$$

### 3. 유량제어밸브의 최적 유량계수 설계

Fig. 2와 Fig. 3에 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 상승하고 하강하는 1 사이클 동안 소요되는 유압에너지를 목적함수로 설정하였다.

$$E_{hyd\_cycle} = (P_{s\_up} - P_t) \cdot Q_s \cdot t_{up} \quad (23)$$

$$+ (P_{s\_dn} - P_t) \cdot Q_s \cdot t_{dn}$$

#### 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.

$$3.1944 \times 10^{-8} \leq C_{h\_fcv\_in}, C_{h\_fcv\_out}, C_{r\_fcv\_in},$$

$$C_{r\_fcv\_out} \leq 4.7916 \times 10^{-7} \frac{(m^3/s)}{\sqrt{Pa}} \quad (24)$$

#### 3.3 제약함수

호이스트의 하강시 실린더 헤드측에 진공이 발생하지 않도록 설계변수를 제약한다.

$$P_{h\_dn} > P_t \quad (25)$$

호이스트의 상승시 헤드측 파일럿작동 체크밸브가 작동하도록 설계변수를 제약한다.<sup>4)</sup>

$$P_{1\_up} > 0.28(P_{h\_pcv\_up} + P_{h\_pcv\_cracking}) \quad (26)$$

$$+ 0.72P_{2\_up} + P_{trigger\_margin}$$

호이스트의 하강시 로드측 파일럿작동 체크밸브가 작동하도록 설계변수를 제약한다.

$$P_{2\_dn} > 0.28(P_{r\_pcv\_dn} + P_{r\_pcv\_cracking}) \quad (27)$$

$$+ 0.72P_{1\_dn} + P_{trigger\_margin}$$

#### 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 (28)에 나타난 것처럼 4개의 설계변수로 구성된다.

$$\underline{x} = [C_{h\_fcv\_in} \ C_{h\_fcv\_out} \ C_{r\_fcv\_in} \ C_{r\_fcv\_out}]^T \quad (28)$$

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

③ Fig. 4에 나타난 것처럼 ②에서 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 ②에서 구한 최대목적함수값,  $f(\underline{x}^R)$ 보다 작지 않으면 최대 목적함수값보다 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 기준미소반경, 0.5이내에 밀집되어 있고 동시에 8개의 점 각각에 대한 목적함수값의 차이가 미소기준값, 0.0005이내에 있으면 종료시킨다. 종료조건이 만족되지 않으면 ②로 간다.

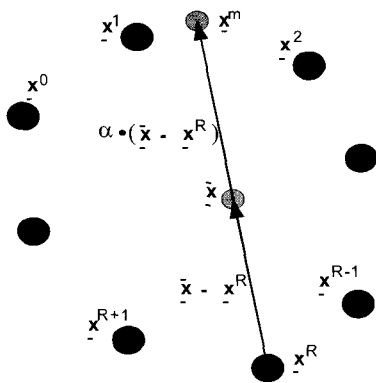


Fig. 4 Search trajectory of complex method

3.5 최적 설계 결과

콤플렉스법에 의한 최적설계변수의 탐색 프로그램은 MATLAB<sup>5)</sup>으로 작성하였으며 시스템 파라미터값은 Table 1에 나타나 있다. 최적설계변수의 탐색과정이 Fig. 5(a), Fig. 5(b)에 나타나 있으며 탐색에 따른 목적함수의 변화과정이 Fig. 5(c)에 나타나 있다. 설계변수의 탐색 중 목적함수의 계산횟수는 801회이며 탐색 결과는 다음과 같다.

$$C_{h\_fcv\_in} = 4.7916 \times 10^{-7} \text{ (m}^3/\text{s)/}\sqrt{\text{Pa}}$$

$$C_{h\_fcv\_out} = 4.7916 \times 10^{-7} \text{ (m}^3/\text{s)/}\sqrt{\text{Pa}}$$

$$C_{r\_fcv\_in} = 4.7916 \times 10^{-7} \text{ (m}^3/\text{s)/}\sqrt{\text{Pa}}$$

$$C_{r\_fcv\_out} = 0.9574 \times 10^{-7} \text{ (m}^3/\text{s)/}\sqrt{\text{Pa}}$$

최종 목적함수값:  $E_{hyd\_cycle} = 27643 \text{ J}$

Table 1 System parameters

symbols	values
$A_h$	$7.854 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
$A_r$	$5.478 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
$b_{hoist}$	1000 N/(m/s)
$C_{dev\_s1}, C_{dev\_s2}, C_{dev\_1t}, C_{dev\_2t}$	$4.7916 \times 10^{-7} \text{ (m}^3/\text{s)/}\sqrt{\text{Pa}}$
$C_{h\_pcv\_fwd}, C_{h\_pcv\_rev}, C_{r\_pcv\_fwd}, C_{r\_pcv\_rev}$	$7.986 \times 10^{-7} \text{ (m}^3/\text{s)/}\sqrt{\text{Pa}}$
$F_{cf}$	200 N
$P_{h\_pcv\_cracking}, P_{r\_pcv\_cracking}$	0.21 MPa
$P_t$	0.1 MPa
$P_{trigger\_margin}$	0.2 MPa
$Q_s$	$2 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$
stroke	1 m
$W_{hoist}$	12250 N

유압에너지의 손실을 최소화시키기 위해서는 당연히 유량제어밸브의 유량계수를 최대로 설정해야 한다. 그러나 호이스트의 특성상 부하가 하강할 때는 부하의 자중에 의해 하강속도가 커지며 이에따라 유압실린더 헤드측에는 저압 또는 진공압이 발생할 수 있다. 헤드측의 압력은 로드측에 설치된 파일럿작동 체크밸브의 파일럿 압력으로 작용하며 파일럿압력이 너무 작으면 로드측에 설치된 파일럿작동 체크밸브가 작동하지 않아 부하의 하강이 정지하게 된다. 이 때문에 로드측에 설치된 유량제어밸브의 유출 유량계수가 다른 유량계수에 비해 가장 작은 값을 가지게 된다.

4. 결 론

유압식 호이스트의 상승속도나 하강속도를 제어하기 위해 유량제어밸브가 사용된다. 유량제어밸브의 유량계수 값에 따라 유압에너지의 손실이 크게 발생할 수도 있고 유압회로 내에 진공압이 발생할 수도 있으며 파일럿작동 체크밸브가 정상적으로 작동하지 않을 수도 있다. 이러한 문제점을 해결하면서 유압에너지의 손실을 최소화시킬 수 있도록 두 개의 유량제어밸브에 대해 유입-유출 양방향 유량계수를 결정하기 위해 직접탐색기법의 일종인 콤플렉스법(complex method)을 적용하였다. 최적 유량계수를 사용하는 경우 1250kg의 부하를 1m 올리고 다시 1m 하강시키는 데 소요되는 에너지는 27643J 로 나타났다.

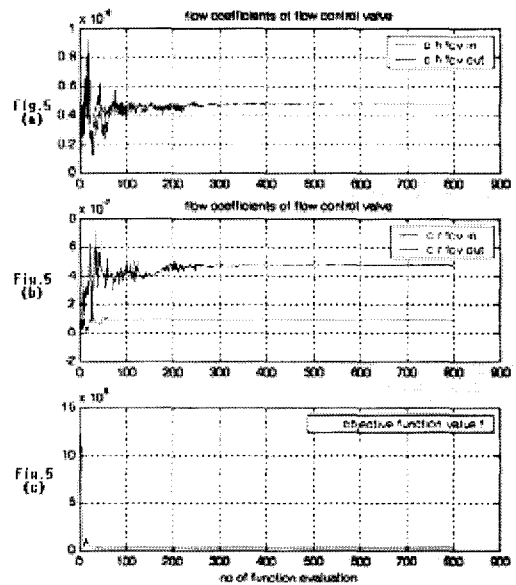


Fig. 5 Trajectory of design parameters and objective function value( $W_{hoist} = 12250 \text{ N}$ )

- (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

### 참 고 문 헌

- 1) J. K. Lee, T. S. Kim and T. H. Kim, "About Hydraulics: Circuits and Materials", Mechatronics Research, pp. 146~147, 1995.
- 2) G. V. Reklaitis, A. Ravindran and K. Ragsdell, "Engineering Optimization Methods and Applications", John Wiley & Sons, Inc., pp. 268~277, 1983.
- 3) 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.
- 4) "Power Control Hydraulic Equipment Catalogue", Tokimec Co., pp. F15~F16, 2001.
- 5) D. Hanselman and B. Littlefield, "The Student Edition of MATLAB", Prentice Hall, 1997.