

트랜스 미션에 유압식 콘트롤밸브의 설계와 시뮬레이션

A design and simulation of a hydraulic control valve in transmission

°곽희성(Hee-Sung Kwak)

대우중공업 중앙연구소 구동유압팀

(Tel +82-32-760-6227 Fax +82-32-772-2073 E-mail : hskwak@solar.DHILTD.co.kr)

Abstract. In this paper, the mathematical model of the hydraulic control valve is formulated, that is, this dynamic modeling which includes the motion equations and continuity equations can analyze the dynamic characteristics of the hydraulic control valve. The control valve for the transmission has the Over Speed Protection to protect a hydraulic travel motor. Therefore, this simulation shows the over speed protection and researches the main design parameters. The results of the computer simulation were assured through the experiment. From the comparison between both results, it is shown that this simulation program is useful and effective.

Keywords. Motion equation, continuity equation, hydraulic, control valve, relief valve, simulation.

1. 서론

엔진의 회전력을 최종적으로 바퀴까지 전달시키기 위한 굴삭기용 트랜스 미션을 본 연구소에서 설계하고 제작하여 시험중이다. 본 트랜스미션은 유압식 콘트롤 밸브에 의해서 기어의 변속비를 조작한다. 이 트랜스 미션은 2단 유압식 변속기로 현재 대우중공업에서 생산하는 굴삭기 Solar-130W에 적용되고 있다.

유압식 트랜스엑슬은 유압콘트롤과 유압모타와 트랜스 미션 그리고 엑슬로 구성되어 있다. 이 유압식 트랜스 엑슬은 유압모타의 동력을 일정한 감속비율 만큼 감속시켜서 바퀴에 전달시키는 장치이다. 그 중에서 본 논문에서는 트랜스 미션의 변속단수를 결정하는 유압식 콘트롤 밸브에 대한 운동/역학적인 관계를 기술하고, 미리 모의시험을 통해 설계시 그 영향을 반영한다. 그리고 유압에 의한 유압기기의 동적인 특성을 파악하고 유압을 이용하여 작동되는 기기에 대한 모델링 방법을 제시한다.

2. 유압콘트롤의 작동원리와 지배방정식의 수식화

굴삭기 운전자가 변속단수를 선택하면, 즉 변속기용 Solenoid Valve를 조작하면, 선택된 라인에 유압이 형성되고, 유체압력이 콘트롤밸브를 통해 2단 유압식 변속기에 작용한다. 물론 선택된 변속기는 일정한 비율로 속도를 감속시키고, 주행모타의 회전력을 일정하게 전달시킨다. 이렇게 전달된 회전력은 차동기어를 통해 최종적으로 양쪽 바퀴에 전달되어 굴삭기가 주행하게 된다. 본 주행모타의 회전방향은 정/역회전이 모두 가능하므로 굴삭기를 전/후진방향으로 자유롭게 주행할 수 있다. 주행모타와 같이 회전하는 축상에 콘트롤밸브안에 역전이 가능한 윤활펌프가 있어서 이 펌프는 각종 기계부위에 윤활유를 보내주는 역할을 한다.

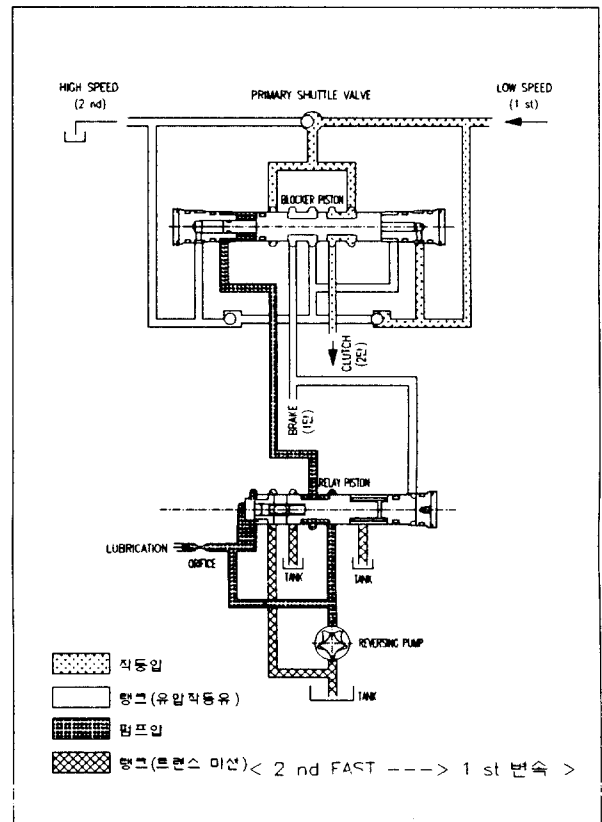


그림1 유압식 콘트롤밸브 모형도.

Fig. 1 Schematic diagram of a hydraulic control valve.

Fig. 1은 변속단수를 고속 2속에서 1속으로 변속할 때, 주행용 유압모타의 과속 방지하기 위한 "Over Speed Protection"기능을 수행하고 있는 유압 회로도이다.

본 모델링에서는 콘트롤밸브 운동상태에 따라 관련

된 유체실의 압력 및 체적등이 변하게 된다. 각각의 유체실을 유체의 압축성이 고려된 검사체적(control volume)으로 가정하여, 유체에 대한 연속방정식(continuity equation)을 유도하고, 각각 밸브스풀과 피스톤의 운동방정식을 전개하였다. 그리하여 2단 유압식 변속기에 관한 지배방정식(governing equation)을 구하고 모의시험과 실험을 하였다.

2.1 Pilot 용 기어펌프 토출유량

엔진의 회전수와 동일하게 회전하는 기어펌프의 토출유량은 실험에 사용했던 굴삭기에서 얻어진 실험 결과로부터 다음과 같이 단순화 시켰다.

$$Q_{\text{pump}} = Q_{\text{pump,pilot}} \frac{t}{T_{\text{st}}}, \quad \text{if } t \leq T_{\text{st}}$$

$$Q_{\text{pump}} = Q_{\text{pump,pilot}}, \quad \text{if } t > T_{\text{st}}$$

여기서, Q_{pump} 는 엔진축과 연결된 기어펌프의 정상상태 토출유량(Flow rate), T_{st} 는 토출유량의 정상상태 도달시간.

2.2 주행모타의 회전력과 감속비

주행모타에서 발생된 회전력은 각 기어열(gear train)을 통해서 양쪽 바퀴로 전달된다. 주행모타 입력축의 출력과 토크는 다음과 같다.

주행모타가 행한 일[Ps]과 토크[kgfc]는 주행모타내의 동력손실을 고려하지 않고 다음과 같이 정의했다.

$$L_s = \frac{P \cdot Q}{7500}$$

$$T_1 = 71620 \frac{L_s}{N} = \frac{F \times D_1}{2}$$

각각 기어열을 통해서 전달되는 회전수와 전달토크는 감속비(ϵ)에 의해 결정된다.

$$\epsilon = \frac{N_1}{N_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

이 감속비가 1 이상이면, 최종속도는 감소하지만 토크는 증가된다.

첫번째 축에 대하여 주행모타와 입력축 기어단이 갖고 있는 동력관계는 다음과 같다. 각 기어의 관성모멘트와 점성마찰계수, 정지마찰계수로 구성된다.

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + b_1 \dot{\theta}_1 + f_1 = \tau_1 = T_1 = 71620 \frac{H_{ps}}{N_1}$$

주행모타와 관련된 상태변수 각변위와 각속도,

$$\frac{d\theta_1}{dt} = \dot{\theta}_1$$

$$\frac{d\dot{\theta}_1}{dt} = \frac{\tau_1 - f_1 - b_1 \dot{\theta}_1}{J_1}$$

이다. 그리고 입력축 기어단과 출력축 기어단이 맞물린 상태에서 입력축 토크가 출력축으로 전달된 경우 출력축의 관성부하장치와 출력축의 전달동력관계는 다음과 같다.

$$J_2 \ddot{\theta}_2 + b_2 \dot{\theta}_2 + f_2 = \tau_2 = T_2 = 71620 \frac{H_{ps}}{N_2}$$

차량의 관성장치에서 상태변수 각변위와 각속도는 아래와 같다.

$$\frac{d\theta_2}{dt} = \dot{\theta}_2$$

$$\frac{d\dot{\theta}_2}{dt} = \frac{\tau_2 - f_2 - b_2 \dot{\theta}_2}{J_2}$$

2.3 운동방정식 유도

• Pilot 릴리이프 밸브 :

Pilot 압력용 릴리이프 밸브는 작동유의 압력을 20bar로 설정한다. 이렇게 설정된 압력은 각종 유압기에 작용한다. 이런 Pilot 압력용 릴리이프 밸브의 운동방정식은 다음과 같이 전개된다. 릴리이프 밸브 스푼의 운동방정식은

$$m_{re} \ddot{R} = F_{re,EXT} - F_{re,FRIC}$$

$$= A_{pre} P_{re} - K_{re} (re_0 + R) + F_{reQ} - F_{ref}$$

여기서, $F_{re,EXT} = A_{pre} P_{re} - K_{re} (re_0 + R) + F_{reQ}$; 릴리이프

밸브 스푼에 작용하는 외적힘,

$F_{re,FRIC} = F_{ref}$; 릴리이프 밸브 스푼에 작용하는

정적동적인 마찰력,

A_{pre} ; 유체압이 Relief Spool에 작용되는 수압면적 크기,

P_{re} ; 검사체적(control volume 0) 안 유체압력,

$K_{re} (re_0 + R)$; Relief Valve용 스프링력,

$F_{reQ} = 2C_d C_d A_o (P_{re} - P_r) \sin 2\theta$; 유량 통과시 발생하는

$$= 2C_d C_d \omega R_{re} (P_{re} - P_r) \sin 2\theta$$

유체력,

C_v ; 유량계수(Discharge Coefficient, 0.61),

C_d ; 속도계수(Velocity Coefficient, 0.98),

A_o ; 밸브의 최소면적구배, θ ; 유체 분출각도,

$F_{ref} = |F_{ref}| \text{sign}(\dot{R})$; 스푼 이동에 따른 마찰력,

\dot{R} ; 스푼의 속도,

$$\text{sign}(\dot{R}) = 1, \quad \text{if } \dot{R} > 0.0$$

$$\text{sign}(\dot{R}) = 0, \quad \text{if } \dot{R} = 0.0$$

$$\text{sign}(\dot{R}) = -1, \quad \text{if } \dot{R} < 0.0$$

이다. Relief Valve의 상태변수는 스푼의 변위와 속도로 지정하면,

$$\frac{dV_{re}}{dt} = \frac{g}{W_{re}} (F_{re,EXT} - F_{re,FRIC})$$

$$\frac{dR_{re}}{dt} = V_{re}$$

• Solenoid Valve :

굴삭기 운전가 운전석에서 변속스위치를 선택하면, 이 솔레노이드 밸브는 전기적인 신호에 따라서 변속기 단수를 결정하는 유압라인을 선택하게 된다. 대체적으로 한쪽은 전기신호로 따라 전자력을 발생시키고, 반대방향에서는 스프링력으로 지탱한다. 솔레노이드 밸브 스푼의 운동방정식은

$$m_s \ddot{S} = F_{s,EXT} - F_{s,FRIC}$$

$$= K_{mag} \dot{i} - K_{mag} (S_0 + S) - F_{sQc} + F_{sqb} - F_{rQc} + F_{rqb} - F_{sf}$$

$$F_{s,EXT} = K_{mag} \cdot i_{mag} - K_s(S_0 + S) - F_{sQc} + F_{sqb} - F_{rQc} + F_{rqb}$$

$F_{s,EXT}$; Solenoid Valve Spool에 작용하는 외적힘,

$K_{mag} \cdot i_{mag}$; 전자력, $K_s(S_0 + S)$; 스프링력,

$F_{s,FRIC} = F_{sf} \cdot F_{sf} = |F_f| \text{sign}(\dot{s})$; 마찰력,

$$F_{sqb} = 2C_d C_v A_o (P_s - P_1) \cos \theta$$

; 공급측 유체력,

$$= 2C_d C_v \omega x_b (P_s - P_1) \cos \theta$$

$$F_{rqb} = 2C_d C_v A_o (P_s - P_r) \cos \theta$$

; 리턴측 유체력,

$$= 2C_d C_v \omega x_b (P_s - P_r) \cos \theta$$

Solenoid Valve의 상태변수 변위와 속도로 지정하면,

$$\frac{dV_s}{dt} = \frac{g}{W_s} (F_{s,EXT} - F_{s,FRIC})$$

$$\frac{dX_s}{dt} = V_s$$

• Blocker Piston의 운동방정식

본 Blocker Piston은 유압유를 지정된 유로에 연결/단속하는 방향제어밸브용 스톱이다. 이 피스톤은 1속 클러치 라인과 2속 클러치 라인에 작동유를 연결/단속시키는 방향전환용 스톱이면서 동시에 주행모타의 과속 방지장치의 기능을 수행하는 스톱이다. Blocker Piston에 작용하는 외력은 피스톤 좌측실(Left chamber)과 우측실(Right chamber)에 작용하고 각각의 유체압력 상태에 따라서 스톱이 이동한다. Blocker Piston의 운동방정식은

$$M_{bp} \cdot \ddot{x} = -F_1 + F_2 + F_{lub} - B_V \dot{x} - F_{bpf}$$

$+ F_{v1} - F_{v2} - F_{v3} + F_{v4}$
유압에 의한 힘;

$$F_1 = A_{bp1} \cdot P_1, F_2 = A_{bp2} \cdot P_2, F_{lub} = A_{bp4} \cdot P_4,$$

$B_V \dot{x} = \dot{x}(L_1 - L_2)C_d \omega \sqrt{\rho(P_s - P_L)} + \dot{x}L_2 C_d \omega \sqrt{2\rho P_r}$; 유체점성계수에 의한 감쇠력,

마찰력 : $F_{bpf} = |F_f| \text{sign}(\dot{x})$,

유체력 : $F_{v1} = 0.43wx_v(P_1 - P_7), F_{v2} = 0.43wx_v(P_6 - P_r),$

$$F_{v3} = 0.43wx_v(P_2 - P_6), F_{v4} = 0.43wx_v(P_7 - P_r).$$

아래는 주행모타 과속방지(over speed protection)기능이 작동시 유체력:

$$F_{v3} = 0.43wx_v(P_1 - P_6), F_{v4} = 0.43wx_v(P_7 - P_r).$$

$A_{p1}, A_{p2}, A_{lub}, P_1, M_{bp}$,

Blocker Piston의 상태변수 변위와 속도로 지정하면,

$$\frac{dV_X}{dt} = \frac{g}{W_{bp}} (F_{bp,EXT} - F_{bp,FRIC})$$

$$\frac{dX}{dt} = V_X$$

• Relay, Ball, Load piston의 연립 운동방정식

세개 스톱로 구성된 Relay Assy's 운동방정식은 아래와 같다. 세개의 스톱에 작용하는 외력의 크기에 따라서 각 스톱이 이동하게 되고, 각 스톱은 두개의 스프링으로 조합되는 비선형 시스템이다. 이 밸브조합은 두개의 릴리이프밸브가 설치된 효과를 갖고 있어서 주행모타의 회전수와 드레인 상태에 따라 압력이 달라진다. 일반적으로 주행모타의 회전수가 윤활압력과 직접

적인 관계가 있기 때문에, 이 윤활압력을 이용하여 2속에서 1속으로 변속시 주행모타가 과속되지 않도록 하는 기능을 blocker piston과 함께 수행한다.

Ball Piston의 운동방정식은 아래와 같다.

$$M_1 \cdot \ddot{x}_{3a} = F_1 - K_1(x_{3a} - x_{3b}) + f_{vlub} - F_{f1}$$

Relay Piston의 운동방정식

$$M_2 \cdot \ddot{x}_{3b} = F_2 - K_1(x_{3b} - x_{3a}) - K_2(x_{3b} - x_{3c}) + f_{vlub} - A_{p5} \cdot P_7 - F_{f2}$$

Load Piston의 운동방정식

$$M_3 \cdot \ddot{x}_{3c} = -K_2(x_{3c} - x_{3b}) - A_{p5} \cdot P_5 + F_{f3}$$

유압에 의한 힘 : $F_1 = A_{p3}P_3, F_2 = A_{p3}P_3,$

유체력 : $f_{vlub} = 2C_d C_d \omega X_1(P_3 - P_r) \sin 2\theta,$

$$f_{vlub} = 2C_d C_d \omega X_2(P_3 - P_r) \sin 2\theta,$$

마찰력 :

$$A_{p5} \cdot P_5, F_{bpf} = |F_f| \text{sign}(\dot{x}_i), \text{ for } i = 1, 2, 3,$$

Ball Piston의 상태변수 변위와 속도로 지정하면,

$$\frac{dV_{X3a}}{dt} = \frac{g}{W_1} (F_{X3a,EXT} - F_{X3a,FRIC})$$

$$\frac{dx_{3a}}{dt} = V_{X3a}$$

Relay Piston의 상태변수 변위와 속도로 지정하면,

$$\frac{dV_{X3b}}{dt} = \frac{g}{W_2} (F_{X3b,EXT} - F_{X3b,FRIC})$$

$$\frac{dx_{3b}}{dt} = V_{X3b}$$

Load Piston의 상태변수 변위와 속도로 지정하면,

$$\frac{dV_{X3c}}{dt} = \frac{g}{W_3} (F_{X3c,EXT} - F_{X3c,FRIC})$$

$$\frac{dx_{3c}}{dt} = V_{X3c}$$

• 클러치 운동방정식

클러치는 피스톤, 마찰판과 디스크로 구성되어 있다. 작동유가 피스톤에 작용하면, 피스톤이 이동하여 회전하는 마찰판과 고정된 디스크를 서로 밀착하여 입력축의 회전력을 출력축으로 연결시키는 역할을 한다. 클러치안에 유체가 있는 경우, 이 유체는 축의 회전에 따라서 원심력을 발생시킨다. 이 유체 원심력은 피스톤에 작용하고, 그 크기는 다음과 같이 전개한다.

$$F_{CentB} = \frac{\pi \rho \omega^2}{4} \left[r_o^4 - 2r_c^2 (r_o^2 - r_i^2) - r_i^4 \right]$$

이 유체 원심력은 피스톤이 offgoing시는 피스톤 운동의 반대방향으로 작용하고, 피스톤이 oncoming시는 같은방향으로 작용한다. 그래서 유체압력이 상승시는 빨리 클러치를 붙게하고, 해제시에는 늦게 해제되는 경향을 갖는다.

• 1속 클러치 피스톤의 운동방정식은

$$M_B \cdot \ddot{x}_B = F_B + F_{CentB} - K_B(x_{B0} + x_B) - F_{Bf}$$

유압에 의한 힘 : $F_B = A_{PB} \cdot P_7,$

F_{CentB} ; 원심력에 의한 유체력,

마찰력 : $F_{Bf} = |F_f| \text{sign}(\dot{x}_B),$

스프링력 : $K_B(x_{B0} + x_B), x_B = y,$

A_{PB}, M_B ,
 Brake Piston의 상태변수 변위와 속도로 지정하면,

$$\frac{dV_{XB}}{dt} = \frac{g}{W_B} (F_{XB,EXT} - F_{XB,FRIC})$$

$$\frac{dx_B}{dt} = V_{XB}$$

• 2속 클러치 피스톤의 운동방정식은

$$M_C \cdot \ddot{x}_C = F_C + F_{CentC} - K_C(x_{C0} + x_C) - F_{Cf}$$

유압에 의한 힘 : $F_C = A_{PC} \cdot P_6$,

마찰력 : $F_{Cf} = |F_f| \text{sign}(\dot{x}_C)$, A_{PC} ,

스프링력 : $M_C, K_C(x_{C0} + x_C), x_C = z$,

Clutch Piston의 상태변수 변위와 속도로 지정하면,

$$\frac{dV_{XC}}{dt} = \frac{g}{W_C} (F_{XC,EXT} - F_{XC,FRIC})$$

$$\frac{dx_C}{dt} = V_{XC}$$

2.4 윤활압력을 송출하는 윤활기어펌프

윤활기어펌프는 주행모타 축과 일직선상에 설치되어 있다. 그래서 주행모타의 회전수와 동일하게 회전하면서 각종 기계마찰 부위에 기어유를 뿌려주어서 냉각과 윤활을 할 수 있게 해준다. 기어펌프의 토출유량 Q_{Lub} 은 기어펌프의 일회전당 배출용적과 주행모타 회전수를 곱한 것이 된다.

$$Q_{Lub} = 2\pi\omega_1 \times q$$

여기서, Q_{lub} 는 입력축에 연결된 기어펌프의 토출유량, q 는 일회전당 작은기어펌프의 토출량 : $4cc/rev$, ω_1 은 주행모타(작은 기어펌프)의 속도(rad/sec).

2.5 압축성을 고려한 연속방정식

Fig. 2는 굴삭기 전체 유압회로 가운데 변속에 관여되는 유압회로를 도식적으로 표현한 것이다. 그래서 본 모델링에서는 Transmission의 control valve와 clutch 그리고 메인 릴리프밸브와 솔레노이드밸브로 구성된 7개 유체실을 표현한 것이다. 각각의 검사체적(Control Volume) 사이의 유체흐름 관계를 나타낸 모델을 보여주고 있으며, "i"번 검사체적의 압력을 표시하였다. 각 검사체적에서 체적변화에 따른 압력변화를 알아낼 수 있다. 그래서 각각의 검사체적에 대하여 압축성을 고려한 연속방정식은 다음과 같이 구해진다. 입력유량은 유체의 시간당 흐름(Flow Rate)이며, Q_{ij} 은 "i"유체실에서부터 "j"유체실로의 시간당 흐름(Flow Rate)을 나타낸다.

유체의 연속방정식은

$$\sum Q_{in} - \sum Q_{out} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \frac{dP}{dt}$$

체적은 변위에 함수이고, 체적변화는 속도의 함수이다.

$$\frac{V}{\beta} \frac{dP}{dt} = \sum Q_{in} - \sum Q_{out} - \frac{dV}{dt}$$

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\beta}{V} (\sum Q_{in} - \sum Q_{out} - \frac{dV}{dt})$$

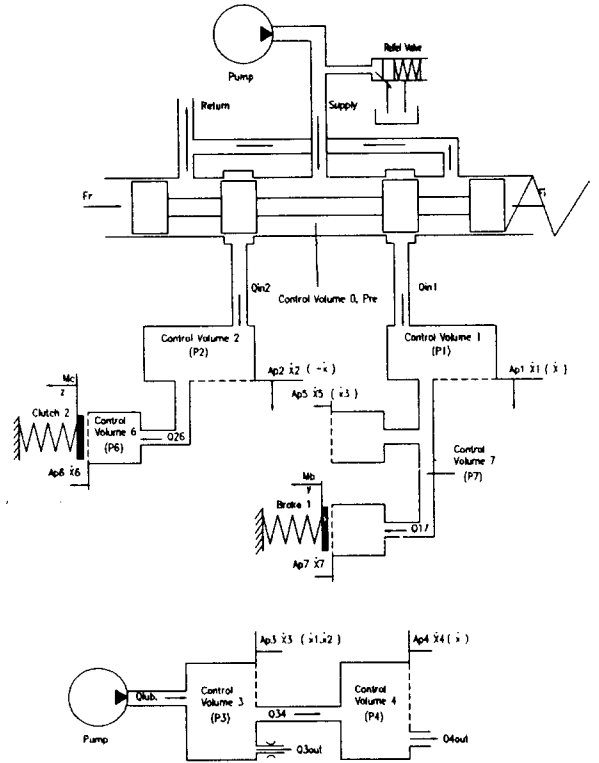


그림2 유압트랜스미션의 유압모델링.
 Fig. 2 Modeling of the hydraulic transmission.

◆ 유체실(Control Volume) 0 :

기어펌프에서 토출된 유량은 Pilot Relief Valve에서 Solenoid Valve전까지 일정한 체적안에서 압축성을 고려된 유량의 연속방정식은 다음과 같이 전개한다.

$$\frac{dP_{re}}{dt} = \frac{\beta}{(V_{re}^0 + A_{pre}R)} (Q_{pump} - Q_{out} - Q_{in1} - Q_{in2} - A_{pre}v_{re})$$

Q_{pump} ; 매 시간당 기어펌프의 토출유량[cc/sec],

$$Q_{in1,2} = C_d A_o \sqrt{\frac{2(P_{re} - P_r)}{\rho}} ; 1속/2속라인으로 토출유량,$$

$$Q_{out} = C_d \omega R_{re} \sqrt{\frac{2(P_{re} - P_r)}{\rho}} ; 드레인 유량,$$

$A_{pre}v_{re}$; 변경된 체적의 흐름량,

$A_{pre}R_{re}$; 변경된 체적, V_{re}^0 ; 초기검사체적0,

β ; 유체의 체적탄성계수(bulk modulus),

C_d ; 유량계수, ρ ; 유체의 밀도, A_o ; 개구단면적.

◆ 유체실 (Control Volume) 1 :

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta}{(V_1^0 - A_{bp1}x)} (Q_{in1} - Q_{out1} - Q_{17} - Q_{16} + Q_{71} + A_{bp1}v_x)$$

Q_{in1} ; Solenoid valve를 통해 공급되어 오는 1속 유량,

$Q_{ij} = \text{sign}(P_i - P_j) K_{ij} \sqrt{|P_i - P_j|}$; "i"유체실에서 "j"유체실
 으로서 시간당 흐름,

$$K_{ij} = CdA_o \sqrt{\frac{2}{\rho}}; \text{유체실 "i"와 유체실 "j"를 연결상태에}$$

따라 정해지는 계수.

$A_{p1}v_x$; 변경된 체적만큼의 체적흐름,

$A_{p1}x$; 변경된 체적, v_1^0 ; 초기 검사체적1.

◆ 유체실 (Control Volume) 2 :

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta}{(V_2^0 + A_{p2}x)} (Q_{in2} - Q_{out2} - Q_{26} + Q_{62} + Q_{72} - A_{p2}v_x)$$

Q_{in2} ; Solenoid Valve를 통해 공급되어 오는 2속 유량,

$A_{p2}v_x$; 변경된 체적만큼의 체적흐름,

$A_{p2}x$; 변경된 체적, v_2^0 ; 초기 검사체적2.

◆ 유체실 (Control Volume) 3 :

$$\frac{dP_3}{dt} = \frac{\beta}{(V_3^0 + A_{p3\alpha}x_{3a} + A_{p3\beta}x_{3b})} \begin{pmatrix} Q_{lub.} - Q_{3out} - Q_{3wa} \\ -Q_{3wb} - Q_{34} - A_{p3\alpha}v_{x3a} \\ -A_{p3\beta}v_{x3b} \end{pmatrix}$$

$Q_{lub.}$; 기어펌프에서 토출유량,

$A_{p3\alpha}v_{x3a}$; 변경된 체적만큼의 체적흐름,

$A_{p3\beta}v_{x3b}$; 변경된 체적만큼의 체적흐름,

$A_{p3\alpha}x_{3a}$; 변경된 체적, $A_{p3\beta}x_{3b}$; 변경된 체적,

v_3^0 ; 초기 검사체적3.

◆ 유체실 (Control Volume) 4 :

$$\frac{dP_4}{dt} = \frac{\beta}{(V_4^0 + A_{p4}x)} (Q_{34} - Q_{4out} - A_{p4}v_x)$$

$A_{p4}v_x$; 변경된 체적만큼의 체적흐름,

$A_{p4}x$; 변경된 체적, v_4^0 ; 초기 검사체적4.

◆ 유체실 (Control Volume) 6 :

2속 클러치에 작용하는 연속방정식

$$\frac{dP_6}{dt} = \frac{\beta}{(V_6^0 + A_{p6}z)} (Q_{26} + Q_{16} - Q_{62} - A_{p6}v_z)$$

솔레노이드 밸브가 1단이면, $Q_{26} = 0, Q_{16} = Q$

솔레노이드 밸브가 2단이면, $Q_{26} = Q, Q_{16} = 0.$

$A_{p6}v_z$; 변경된 체적만큼의 체적흐름,

$A_{p6}z$; 변경된 체적, v_6^0 ; 초기 검사체적6.

◆ 유체실 (Control Volume) 7 :

1속 Brake와 Load Piston에 작용하는 연속방정식

$$\frac{dP_7}{dt} = \frac{\beta}{(V_7^0 + A_{p7}y - A_{p5}x_{3c})} (Q_{17} - Q_{71} - Q_{72} - A_{p7}v_y + A_{p5}v_{x3c})$$

솔레노이드 밸브가 1단이면 $Q_{72} = 0, Q_{71} = Q,$

솔레노이드 밸브가 2단이면 $Q_{72} = Q, Q_{71} = 0.$

$A_{p7}v_y$; 변경된 체적만큼의 체적흐름,

$A_{p7}y$; 변경된 체적, v_7^0 ; 초기 검사체적7.

이상의 10개의 운동방정식에서 유도된 20개 상태변수(속도, 가속도 미분치)와 유량의 연속방정식에서 유도한 7개의 상태변수(압력미분치)로 구성된 비선형 일차 미분방정식으로 이루어진다. 각 질점에서 운동방정식과 각 검사체적에 대한 연속방정식은 상태변수에 대한 상태방정식(State Equation)으로서 상태변수의 1차 도함수를 각 상태변수의 함수로서 나타낸 것이다. 즉,

$$\frac{dx_i}{dt} = f(x_1, x_2, \dots, x_n), \quad x_i(0) = \text{known}$$

수치적분 방법으로서 이러한 해석에 널리 쓰이는 Runge Kutta Method의 4차 전개법을 이용하였다.

3. 동적모델링의 구성과 변수들 영향

3.1 동적모델의 구성도

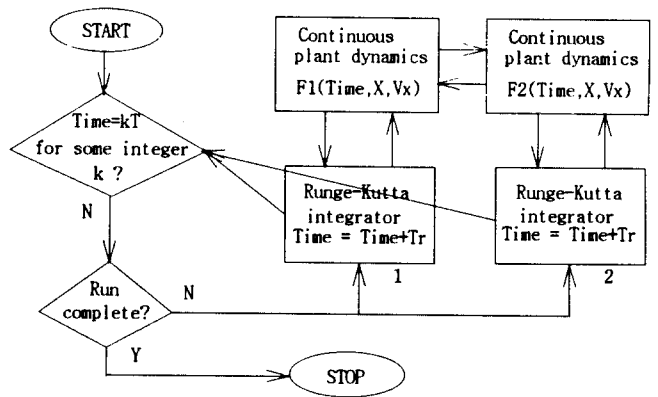


그림 3 시뮬레이션 흐름도.
Fig 3. Simulation Flow Chart.

본 시뮬레이션은 각 검사체적에 사용되는 기름의 종류가 다르고, 피스톤의 운동이 단독적으로 움직이기 때문에 분리하여 시뮬레이션하였다. 물론 상호 연관성이 있는 변수는 전역변수로 정의하여 상호작용하도록 하였다.

첫번째 시뮬레이션(F1(time,X,Vx))에서는 Pilot 압력설정용 기어펌프에서 토출된 작동유가 각종 스톱에 작용하여 나타난 현상을 모의시험하였다. 1속 라인에서 발생한 1속 클러치 압력이 Load Piston에 작용하여 릴레이 스톱의 릴리프 압력(운할압력,P3,P4)을 상승시킨다. 첫번째 시뮬레이션(F1)에서 두번째 시뮬레이션(F2)으로 영향을 주는 변수는 1속 클러치 압력(P7)이다. 변속시간을 지배하는 변수로는 blocker piston의 오버랩길이가 있다.

두번째 시뮬레이션(F2(time,X,Vx))에서는 주행모타와 관계된 모델링으로 윤활압력을 형성하는 Relay Assy's를 시뮬레이션하였다. 그리고 출력축 관성장치로 구성된다. 이 시뮬레이션(F2)에서는 주행모타의 회전수에 지배받는 윤활압력(P4)가 blocker piston좌측실에 작용하여 "Over Speed Protection"기능을 수행하고, 변속지연시간을 지배하는 변수가 된다. 또한 시뮬레이션(F2)에는 변속에 영향을 주는 릴레이 스톱이 있다.

이와같이 전체 시뮬레이션은 각 질점의 운동방정식과 각 검사체적의 유량방정식 즉 총 상태변수가 27개로 구성된 프로그램이다.

3.2 작동유와 기어오일의 특성과 물성치

본 시스템에서 사용되는 유체는 3종류가 있지만, 직접 모델링에 관계되는 유체는 작동유와 트랜스 미션용 기어오일이 있다. 기름의 물리적인 특성은 온도와 압력에 따라서 점도, 밀도가 변하게 되는데, 이런 변화는 누유나 운동저항에 영향을 준다.

표 1 기름의 물성치.

TABLE 1 The Material properties of oil.

기름 종류	비중	체적탄성계수 (kgf / cm ²)	동점성계수 (60°C)
작동유 15W40	0.8731	16558.	25cSt
기어오일 15W30	0.8792	16689.	17cSt

모의시험에서 트랜스미션의 변속시간은 Table 2.와 같다. 기름의 온도에 따라서 유압다이나모벤치에서 실험한 결과 아래와 같은 시험결과를 기반으로 시뮬레이션을 하였다.

표 2 트랜스미션의 변속시간.

TABLE 2 The change time of the transmission.

기름 온 도	동점성계수 (cSt)	2속 => 1속 변속시간	1속 => 2속 변속시간
38°C	100	0.85sec	0.45sec
60°C	25	0.48sec	0.24sec
80°C	17	0.45sec	0.20sec

3.3 밸브 스펴에 작용되는 유체력

유체가 개구단면을 통과하면서 고속의 유체가 스펴 단면에 작용한다. 이 스펴단면에 작용하여 힘을 유체력이라고 한다. 이 유체력은 마치 스프링력과 같은 역할을 한다. 그래서 유체가 스펴에 작용하는 힘의 관점에서 두가지 유체력으로 생각할 수 있다.

가. 정상상태 유동력 ; 스펴단에서 발생하는 유체력(스프링상수)

$$2C_d C_v \omega x_v (P_s - P_1) \cos \theta \approx 0.43 \omega x_v (P_s - P_1)$$

적용부분 : Solenoid Valve단, Blocker Spool단, Relay Spool 중간단.

나. 정상상태 유동력 ; 릴리프 밸브단에서 발생하는 유체력(스프링상수)

$$C_d^2 \omega x_v^2 (P_s - P_1) \sin 2\theta \approx 0.497 \omega x_v (P_s - P_1)$$

적용부분 : 메인 릴리프 밸브단, Ball Spool단, Relay Spool단.

3.4 변속시간에 관한 문제

여기서 "변속시간"이란 1속 브레이크 압력과 2속 클러치압력이 서로 교체되는 시간을 의미한다. 변속시간에 결정하는 변수는 기름이 성질(밀도, 체적탄성 계수, 동점성계수)과 밀접한 관계가 있는 온도와 운동부분의 점성마찰력 있다.

Blocker Piston의 스펴은 상이한 두개의 유로를 연결/

단절시키는 역할을 한다. 두 개의 유로가 서로 겹치지 않으면 overlap으로 스펴을 가공한 것이고, 서로 간섭되는 구간을 갖고 있으면 underlap으로 스펴을 가공한 것이다. 일반적으로 오버랩으로 가공된 스펴은 변속시간이 길어진다. 또한 변속시간에 관계되는 주요 변수에는 Relay Spool의 overlap 길이가 있다.

이와 같이 변속시간에 관계되는 변수는 기름의 물성치, 운동부분의 점성마찰력, 그리고 스펴의 가공상태이다.

Table 3.은 같은 동일한 조건에서 시뮬레이션과 시험한 데이터를 정리한 것이고, 그 결과는 그림 4부터 그림9까지 정리한 것이다. 그리고 실험 결과는 그림10과 같다.

표 3 기름온도와 변속시간

TABLE 3 The oil temperature and the change time.

기름온도 60°C	2속=>1속 변속	1속=>2속 변속
실험	0.48sec	0.24sec
시뮬레이션	0.441sec	0.255sec
기름온도 38°C	2속=>1속 변속	1속=>2속 변속
실험	0.85sec	0.45sec
시뮬레이션	0.77sec	0.456sec

3.5 변속시 변속지연시간

운전석에서 전기적인 신호로 솔레노이드 밸브를 통해 1/2속 변속이 지시한다. 그러나 그 동작이 시작이 되기까지는 어느 정도 지연시간을 갖고면서 시스템을 보호하는 시간이 있다. 그 시간을 시스템의 안전을 위한 "변속지연시간"이라고 하자. 본 컨트롤밸브에서는 이 기능을 "Over Speed Protection"이라고 한다.

본 장치는 굴삭기의 주행속도를 윤활압력으로 전환하여, 감속비차이가 큰 경우 주행모타를 보호하기 위한 장치이다. 운전석에서 솔레노이드 밸브를 고속 2속에서 1속으로 전환을 하였을 때, 차량은 대체적으로 2속상태를 유지한다. 그 원인은 윤활압력이 Blocker Piston 좌측면에 작용하여 1속 유압라인이 2속 클러치로 연결되기 때문이다. 운전자가 차량의 속도를 감소시키면, 차량 또는 주행모타의 속도는 감소되면서 Blocker Piston 좌측면에 작용하는 윤활압력이 감소된다.

즉 윤활압력이 어느 일정한 압력으로 감소되면, Blocker Piston이 우측에서 좌측으로 움직이게 된다. 그러면 2속 클러치는 압력이 강해지고 1속 브레이크는 압력이 상승되어 2속에서 1속으로 변속이 완료가 된다.

(가). Relay Spool의 길이와 변속지연시간

릴레이 스펴에서 윤활압력(P4)이 드레인으로 연결되는 유로가 스펴측면에 가공되어 있다. 이 스펴의 오버랩 길이가 길면 변속되는 윤활압력(P3)까지는 상당한 시간이 걸리고, 변속시 회전수도 낮아진다. 시뮬레이션에서 릴레이 스펴의 overlap 길이가 길면 안전도측면에서 유리하다. 그리하여 주행모타를 보호하기 위한 변속지연시간이 길어지면 시스템은 안전하게 된다. 그러나 변속시간은 거의 변동이 없다.

4. 모의시험 결과

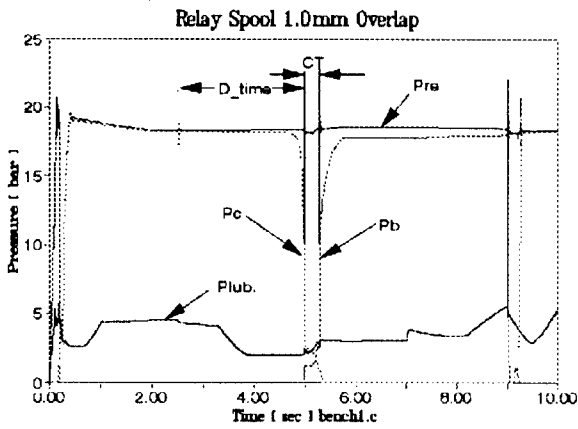


그림 4 시뮬레이션 결과.
Fig. 4 Simulation result.

(Relay Spool, Overlap Length 1.0mm,
Blocker Piston Spool, Overlap Length 2.0mm, 60°C)
Pre : 메인 릴리프 압력, Pc : 2속 클러치 압력, Pb : 1속
클러치 압력, Plub : 윤활압력, D_time : 변속 지연시간,
CT : 변속시간.
변속시간 : 0.441sec, 변속 지연시간 : 2.393sec.

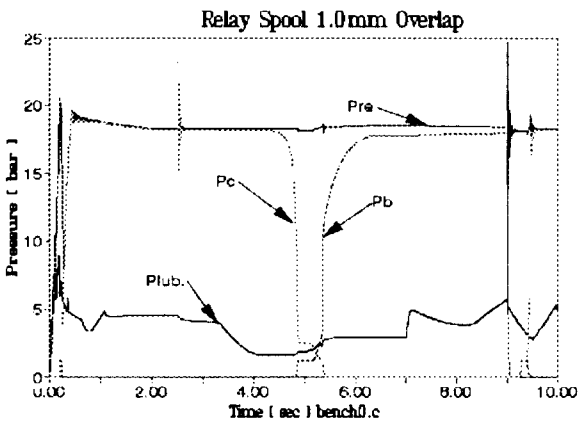


그림 5 시뮬레이션 결과.
Fig. 5 Simulation result.

(Relay Spool, Overlap Length 1.0mm,
Blocker Piston Spool, Overlap Length 2.0mm, 38°C)
변속시간 : 0.77sec, 변속 지연시간 : 2.39sec.

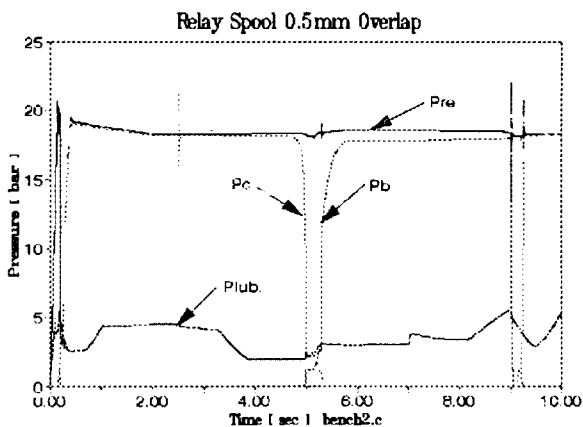


그림 6 시뮬레이션 결과.
Fig. 6 Simulation result.
(Relay Spool, Overlap Length 0.5mm, 60°C)
변속시간 : 0.441sec, 변속 지연시간 : 2.39sec.

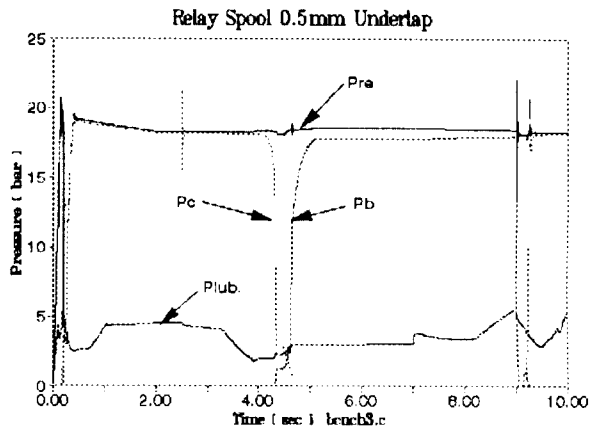


그림 7 시뮬레이션 결과
Fig. 7 Simulation result
(Relay Spool, Underlap Length -0.5mm, 60°C)
변속시간 : 0.435sec, 변속 지연시간 : 1.751sec.

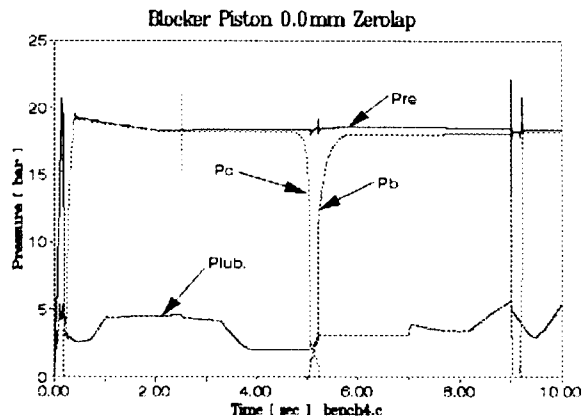


그림 8 시뮬레이션 결과.
Fig. 8 Simulation result.
(Blocker Piston Spool, Zerolap Length 0.0mm, 60°C)
변속시간 : 0.279sec, 변속 지연시간 : 2.489sec.

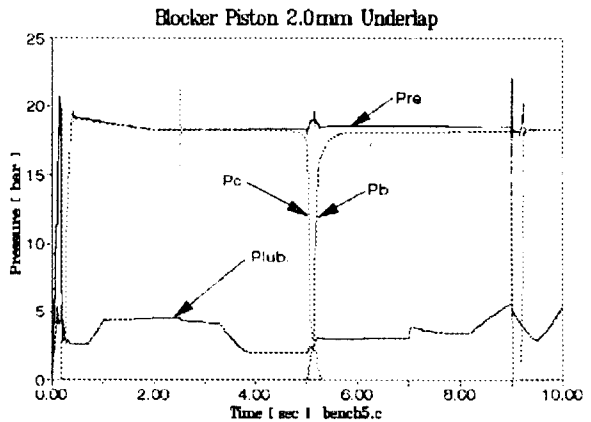


그림 9 시뮬레이션 결과.

Fig. 9 Simulation result.

(Blocker Piston Spool, Underlap Length -2.0mm, 60°C)
 변속시간 : 0.213sec, 변속지연시간 : 2.507sec.

5. 결론

본 시뮬레이션은 유압식 밸브에 관한 특성과 유압기에 미치는 영향을 알아볼 수 있다. 유압에 관한 기초적인 성질이 질점운동시 미치는 영향과 파악할 수 있다. 본 모의시험은 과속방지기능을 재현하였고, Over Speed Protection기능에 가장 큰 영향은 역시 Blocker Piston의 배압으로 작용하는 윤활압력임을 알 수 있다. 이 윤활압력은 주행모터의 회전수에 비례한다. 결국 이 기능을 제대로 실현시키기 위해서는 윤활압력을 형성시키는 Relay Spool의 Overlap길이에 따라서 결정이 된다. Overlap길이가 길면 길수록 변속지연시간을 길어진다.

또한 실험과 시뮬레이션을 통해서 기름의 특성이 운동하는 스톱의 저항치를 조절하므로 변속시간에 영향을 준다. 대체적으로 오일의 온도가 높아지면 변속시간은 짧아진다. 실험을 통해서 스톱의 표면조도에 따른 저항마찰력과 점성계수에 영향을 준다. 또한 blocker piston의 오버랩길이는 변속시간을 조절하게 되므로 방향제어밸브에서는 역시 오버랩방식으로 스톱을 제작하는 것이 변속시간을 적절히 줄 수 있다. 그렇게 하므로 변속시 급격한 충격이 차량에 부가되는 것을 막아준다.

참고문헌

- [1] Vestnik Mashinostroeniya, "Hydraulic losses in gearboxes with oil immersion", Russian Engineering Journal, Vol. 55, Issue 5, 1975.
- [2] 이현철, 김정언, 서종수, "전기-유압 서보밸브 설계 및 성능예측 Simulation", 동명기보 Vol. 8, No. 1, pp. 23-37, 1997.
- [3] 방호균, 이병선, 김두근, "정유압 기계식 변속기에 물레이터의 설계 및 제작", 한국정밀공학회 '96년 추계학술대회논문집, pp. 1078-1082, 1996.
- [4] 고승환, 임종혁, "유압브레이크의 모델링 및 피스톤과 치출간의 탄성충돌을 고려한 해석", 대한기계학회논문집, 제19권, 제2호, pp. 338-347, 1995.
- [5] 임종혁, "유압Breaker의 동특성 해석", 대우기보, 제38호, pp. 5-15, 1995.
- [6] Herbert E. Merritt, "Hydraulic control systems", John wiley & sons, inc., 1967.
- [7] 주동우, 김희태, 박재우, "자동차용 충격 흡수기의 동적거동 해석", 정밀기보, 제20호, Vol. 1, No. 1, pp. 10-17, 1996.
- [8] 주동우, 김희태, 박재우, "충격 흡수기의 동적거동 해석 프로그램을 이용한 각 파라미터가 댐핑력에 미치는 영향조사", 정밀기보, 제20호, Vol. 1, No. 1, pp. 20-25, 1996.

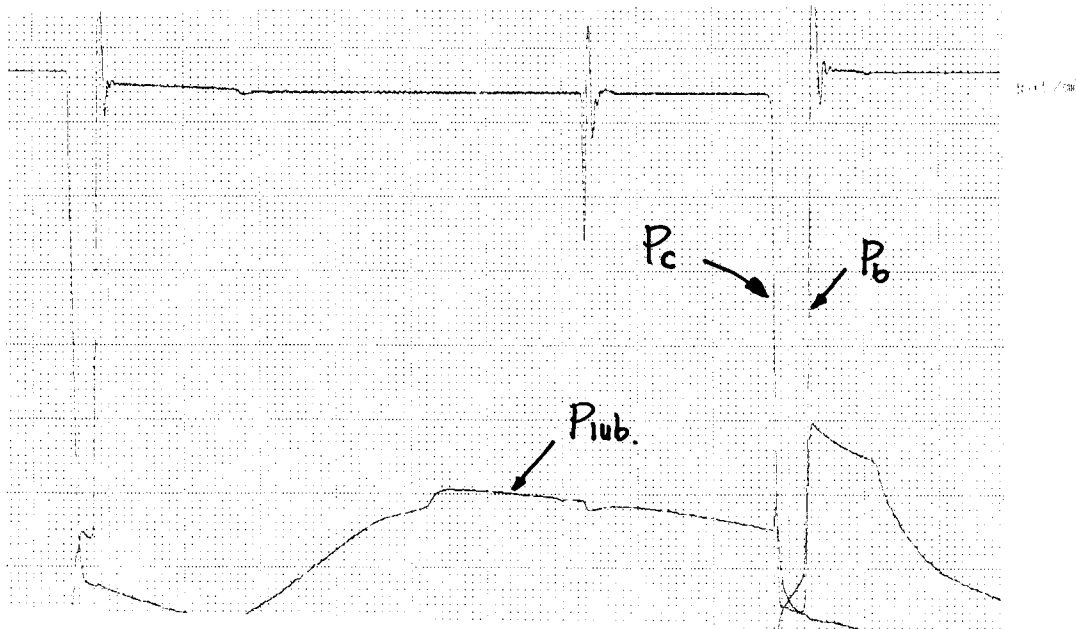


그림 10 실험결과.
 Fig. 10 Experiment result.

(Relay Spool, Overlap Length 1.0mm,
 Blocker Piston Spool, Overlap Length 2.0mm, 60°C)
 변속시간 : 0.48sec, 변속지연시간 : 2.46sec.