

자동변속기 롤업솔레노이드밸브의 압력제어

박 관 수*, 정 순 배, 이 교 일

Pressure Control of Lockup Solenoid Valve for Automatic Transmission

Kwan-Su Park*, Soon-Bae Chung, Kyo-Il Lee

Dept. of Mechanical Design and Production Engineering
Seoul National University

ABSTRACT

The lockup clutch is embeded on torque converter of automatic transmission to prevent the efficiency deterioration of torque converter in high speed. For improving fuel consumption rate, it is desirable to engage the lockup clutch earlier. But, it results in degrading shift quality, due to the transient torque. The transient clutch pressure which affects the shifting quality, should be controlled properly.

In this study, to solve the problem, it is analysed the hydraulic circuit of lockup system including line pressure regulating circuit, established the nonlinear model, and designed the PID controller. The line pressure is supplied to the lockup clutch through the lockup control valve by switching the lockup solenoid valve on. In order to control the transient pressure actively, it is needed to control the lockup solenoid valve by closed loop control. The lockup solenoid valve is 2-way on-off valve, and is adequate for PWM control. To reduce the pressure chattering, the carrier frequency is increased. Target pressure profile is computed from optimized velocity difference profile through dynamic equation of vehicle system.

Keywords : Lockup Clutch(롤업 클러치), Lockup Solenoid Valve(롤업 솔레노이드 밸브), PWM(펄스폭 변조), PID Control(PID 제어)

1. 서론

자동변속기는 토크컨버터, 유성치차열, 다관클러치, 유압제어 시스템으로 이루어진 동력전달시스템이다. 자동변속기의 성능향상을 위해 연비 및 전달효율 향상과 승차감의 개선을 위한 연구가 활발하게 진행되고 있다.

자동변속기는 엔진축과 구동계의 분리, 저속에서의 발진토크 증대, 주행부하 변동 감쇠 등의 목적으로 토크컨버터를 장착한다. 그러나 고속에서는 전달효율의 저하로 연료소비율이 나빠지므로 롤업클러치를 사용하여 엔진축과 구동계를 직결시킨다. 이 때 발생하는 과도토크는 승차감을 저하시키므로 과도토크를 억제하는 연구가 다양한 접근 방법으로 계속되어 왔다. 과도토크를 검출하는 방법으로는 토크 센서의 장착, 속도에서의 추정 등 여러 방법이 있으나 직접적인 제어는 엔진 점화시기 지연과 롤업클러치의 압력제어의 방법을 사용하였다. 현재까지의 롤업클러치 압력제어에 관한 연구로서는 다음과 같은 시도가 있었다.^{[1][10][13][14]}

연료소비율의 향상을 위해서는 차단에서 롤업을 시키는 것이 바람직하다. 그러나 토크컨버터의 임펠러와 너어빈의 속도차가 더 큰 상태에서 롤업이 일어나게 되므로 큰 과도토크가 발생하게 된다. 이와 같은 큰 과도토크를 감소시키려면 정밀한 제어가 요구된다.

록업시의 과도토크는 롤업 작동압력과 비례하므로 과도토크는 과도압력을 제어함으로써 간접제어가 가능하다. 롤업클러치의 압력은 비례제어밸브와 1, 2차 압력 조절 밸브로 구성된 라인압력 조절회로와 롤업 컨트롤밸브를 통해 생성된다. 이 유압회로

는 다수의 밸브와 오리피스를 포함한 매우 복잡한 비선형시스템으로서 변수의 변화에 민감하다.

본 연구의 자동변속기 모델은 롤업 솔레노이드 밸브가 단순계 폐형식의 밸브로 작동되고 있으나 PWM 제어로 변환이 가능하다. PWM방식의 제어를 할 경우 밸브의 개폐에 의해 발생하는 압력 맥동은 반송주파수를 높이면 감소되나 드라이비에 대한 압력의 비선형성이 커지게 되는 특성이 있다. 보다 정확한 압력제어를 위해서는 맥동이 작아야 하므로, 맥동을 최소화하고 제어가 가능한 범위내에서 반송주파수를 높이고 시스템의 비선형성을 고려하여 압력제어기를 구성하고자 한다.

2. 유압 시스템의 모델링

솔레노이드 모듈레이터 밸브는 라인압력을 공급받아 일정한 압력으로 조절하여 비례제어밸브로 보낸다. 비례제어밸브는 전압을 인가시킴에 따라 출력압력을 선형적으로 형성하며 이를 1차밸브와 2차밸브의 스프링축 제어체적으로 공급하여 라인압력과 롤업클러치로 가는 압력을 조절한다. 1차밸브는 스프링과 비례제어밸브에서 설정된 압력으로 펌프에서 공급된 유량을 2차밸브축과 리턴축으로 연결시키며 라인압력을 안정시킨다. 2차밸브는 1차밸브에서 유량을 공급받아 유타입라인과 리턴축으로 연결시켜 롤업컨트롤밸브를 통해 롤업클러치로 가는 압력을 조절한다.

또, 롤업모듈레이터밸브로 공급된 라인압력은 일정압력으로 평활된 후, 롤업솔레노이드밸브의 개폐에 따라 롤업컨트롤밸브의

제어체적으로 연결된다. 이 압력이 록업컨트롤밸브의 스플을 움직여서, 2차밸브에서 공급된 유량이 록업클리치의 작동라인과 해제라인으로 연결되도록 한다.

유압회로의 모델링에서는 각 오리피스와 밸브 오리피스의 유량방정식, 각 체적의 연속방정식, 그리고 각 밸브의 운동방정식을 세웠다.

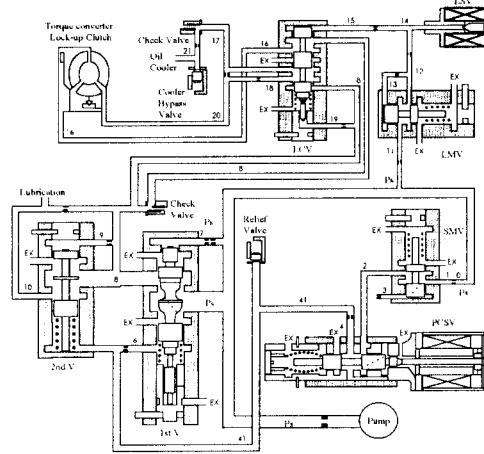


Fig.1 Structure diagram of hydraulic circuit system
Solenoid Modulator Valve (SMV)

솔레노이드 모듈레이터 밸브는 라인 압력을 일정한 압력으로 조절하여 비례제어밸브에 공급한다.

Pressure Control Solenoid Valve (PCSV)

비례제어밸브는 솔레노이드에 0~10V의 전압이 인가됨에 따라 4.5~0bar의 출력압력을 선형적으로 생성하여 1, 2차 조절밸브의 스프링축 제어체적에 연결시킨다.

1차 Valve (1st Valve)

1차밸브는 비례제어밸브에서 4.5~0bar의 압력이 설정되면 그에 따라 라인압력을 12~3bar내의 일정압력으로 안정시켜주는 역할을 한다. 메인스풀에는 2차밸브측의 록업컨트롤밸브로 공급되는 유량이 유지되도록 오리피스가 있으며 밸브의 입·출구 포트에는 스무드한 압력조절을 위해 놋치형의 흠이 패여 있다. 라인압력은 비례제어밸브에서 스프링축 제어체적으로 연결된 압력, 스프링에 의한 압축력과 라인압력에서 궤환된 제어체적의 압력이 스플을 미는 힘이 평형을 이루는 압력으로 결정되며 공급압력의 변동을 매우 빠른 응답으로 보상, 평활시킨다.

유량 방정식

$$(Q_{1t}^1)_{orf} = C_d \left(\frac{\pi}{4} d_1^2 \right) sgn(P_{41} - P_6) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_b - P_6|}$$

$$(Q_{1t}^1)_{orf} = C_d \left(\frac{\pi}{4} \frac{(d_3 d_4)^2}{\sqrt{d_3^4 + d_4^4}} \right) sgn(P_s - P_7) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_7|}$$

밸브 스플의 변위에 따라

$$\blacktriangleright 0 \leq X_{1st} \leq D_{1st}^1$$

$$Q_{1t}^b = C_d \left(\frac{\pi}{4} d_{1st}^2 \right) sgn(P_b - P_s) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_b - P_s|}$$

$$Q_{1t}^{ex} = 0$$

$$\blacktriangleright D_{1st}^1 \leq X_{1st} \leq D_{1st}^2$$

$$Q_{1t}^b = C_d \left[\frac{\pi}{4} d_{1st}^2 + b_{1st} (D_{1st}^2 - D_{1st}^1) \left(\frac{X_{1st} - D_{1st}^1}{D_{1st}^2 - D_{1st}^1} \right)^2 \right] sgn(P_b - P_s) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_b - P_s|}$$

$$Q_{1t}^{ex} = 0$$

$$\blacktriangleright D_{1st}^2 \leq X_{1st} \leq D_{1st}^3$$

$$Q_{1t}^b = C_d \left[\frac{\pi}{4} d_{1st}^2 + b_{1st} (D_{1st}^3 - D_{1st}^1) + w_{1st} (X_{1st} - D_{1st}^2) \right] sgn(P_b - P_s) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_b - P_s|}$$

$$Q_{1t}^{ex} = 0$$

$$\blacktriangleright D_{1st}^3 \leq X_{1st} \leq D_{1st}^4$$

$$Q_{1t}^b = C_d \left[\frac{\pi}{4} d_{1st}^2 + b_{1st} (D_{1st}^4 - D_{1st}^1) + w_{1st} (X_{1st} - D_{1st}^3) \right] sgn(P_b - P_s) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_b - P_s|}$$

$$Q_{1t}^{ex} = C_d [b_{1st} (D_{1st}^4 - D_{1st}^1) \left(\frac{X_{1st} - D_{1st}^3}{D_{1st}^4 - D_{1st}^1} \right)^2] sgn(P_b - P_r) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_b - P_r|}$$

$$\blacktriangleright D_{1st}^4 \leq X_{1st} \leq D_{1st}^{\max}$$

$$Q_{1t}^b = C_d \left[\frac{\pi}{4} d_{1st}^2 + b_{1st} (D_{1st}^{\max} - D_{1st}^1) + w_{1st} (X_{1st} - D_{1st}^4) \right] sgn(P_b - P_s) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_b - P_s|}$$

$$Q_{1t}^{ex} = C_d [b_{1st} (D_{1st}^{\max} - D_{1st}^1) \left(\frac{X_{1st} - D_{1st}^4}{D_{1st}^{\max} - D_{1st}^1} \right)^2] sgn(P_b - P_r) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_b - P_r|}$$

연속 방정식

$$(Q_{1t}^1)_{orf} = -A_{1st}^2 \dot{X}_{1st} + \frac{V_b - A_{1st}^2 X_{1st}}{\beta_e} \frac{dP_b}{dt}$$

$$(Q_{1t}^1)_{orf} = A_{1st}^1 \dot{X}_{1st} + \frac{V_r + A_{1st}^1 X_{1st}}{\beta_e} \frac{dP_r}{dt}$$

운동 방정식

$$M_{1st} \ddot{X}_{1st} + B_{1st} \dot{X}_{1st} + K_{1st} (X_{1st} + X_{1st}^s) = A_{1st}^1 P_r + (A_{1st}^2 - A_{1st}^1) P_r - A_{1st}^2 P_b$$

2차 Valve (2nd Valve)

2차밸브는 1차밸브의 출력유량을 공급받아 윤활라인과 리턴선으로 연결시키면서 록업컨트롤밸브로 공급되는 압력을 조절, 평활시킨다.

유량 방정식

$$(Q_{8t}^1)_{orf} = C_d \left(\frac{\pi}{4} d_2^2 \right) sgn(P_s - P_9) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_9|}$$

$$(Q_{8t}^1)_{orf} = C_d \left(\frac{\pi}{4} d_5^2 \right) sgn(P_s - P_{10}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_{10}|}$$

$$Q_{8t}^{lab} = 0$$

밸브 스플의 변위에 따라

$$\blacktriangleright 0 \leq X_{2nd} \leq D_{2nd}^1$$

$$Q_{8t}^{10} = Q_{8t}^{ex} = 0$$

$$\blacktriangleright D_{2nd}^1 \leq X_{2nd} \leq D_{2nd}^2$$

$$Q_{8t}^{10} = C_d [b_{2nd} (D_{2nd}^2 - D_{2nd}^1) \left(\frac{X_{2nd} - D_{2nd}^1}{D_{2nd}^2 - D_{2nd}^1} \right)^2] sgn(P_s - P_{10}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_{10}|}$$

$$Q_{8t}^{ex} = 0$$

$$\blacktriangleright D_{2nd}^2 \leq X_{2nd} \leq D_{2nd}^3$$

$$Q_{8t}^{10} = C_d [b_{2nd} (D_{2nd}^3 - D_{2nd}^1) + w_{2nd} (X_{2nd} - D_{2nd}^2)] sgn(P_s - P_{10}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_{10}|}$$

$$Q_{8t}^{ex} = C_d [b_{2nd} (D_{2nd}^3 - D_{2nd}^1) \left(\frac{X_{2nd} - D_{2nd}^2}{D_{2nd}^3 - D_{2nd}^1} \right)^2] sgn(P_s - P_r) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_r|}$$

$$\blacktriangleright D_{2nd}^3 \leq X_{2nd} \leq D_{2nd}^{\max}$$

$$Q_{8t}^{10} = C_d [b_{2nd} (D_{2nd}^{\max} - D_{2nd}^1) + w_{2nd} (X_{2nd} - D_{2nd}^3)] sgn(P_s - P_{10}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_{10}|}$$

$$Q_{8t}^{ex} = C_d [b_{2nd} (D_{2nd}^{\max} - D_{2nd}^1) \left(\frac{X_{2nd} - D_{2nd}^3}{D_{2nd}^{\max} - D_{2nd}^1} \right)^2] sgn(P_s - P_r) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_r|}$$

연속 방정식

$$(Q_{8t}^1)_{orf} = (Q_{8t}^1)_{orf} = -A_{2nd} \dot{X}_{2nd} + \frac{V_0 - A_{2nd} X_{2nd}}{\beta_e} \frac{dP_{41}}{dt}$$

$$(Q_{8t}^1)_{orf} = A_{2nd} \dot{X}_{2nd} + \frac{V_2 + A_{2nd} X_{2nd}}{\beta_e} \frac{dP_{10}}{dt}$$

$$Q_{8t}^{10} + (Q_{8t}^1)_{orf} - Q_{8t}^{lab} = \frac{V_{10}}{\beta_e} \frac{dP_{10}}{dt}$$

운동 방정식

$$M_{2nd} \ddot{X}_{2nd} + B_{2nd} \dot{X}_{2nd} + K_{2nd} (X_{2nd} + X_{2nd}^s) = A_{2nd} (P_9 - P_{41})$$

Lockup Modulator Valve (LMV)

록업모듈레이터밸브는 라인압력을 공급받아 록업솔레노이드밸브로 연결되는 출력압력이 3.7bar가 되도록 조절해주며 작동원리는 솔레노이드모듈레이터밸브와 유사하다.

Lockup Solenoid Valve (LSV)

록업 솔레노이드 밸브는 off시에는 공급측 압력에 밀려 열려있다가 on시에 리턴포트로 빠지는 유량을 막아 출력압력을 형성하며 스풀중량이 작아 빠른 동특성을 갖는다. 대략적인 on time이 4 msec, off time이 5 msec로 고속전자밸브라고는 할 수 없으나 비교적 높은 구동주파수의 PWM제어가 가능하고 유압액동 감소를 위한 구동주파수 증대의 여지가 있다. 운동방정식의 보델링은 밸브의 응답특성을 고려한 2차모델로 단순화 하였다.

유량 방정식

$$Q_{14}^{ex} = C_d w_{LSV} (D_{LSV}^1 - X_{LSV}) \operatorname{sgn}(P_{14} - P_r) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{14} - P_r|}$$

$$(Q_{14}^{15})_{orf} = C_d (\frac{\pi}{4} d_9^{-2}) \operatorname{sgn}(P_{14} - P_{15}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{14} - P_{15}|}$$

연속 방정식

$$Q_{12}^{14} - Q_{14}^{ex} - (Q_{14}^{15})_{orf} = \frac{V_{14}}{\beta_e} \frac{dP_{14}}{dt}$$

운동 방정식

$$M_{LSV} \dot{X}_{LSV} = A$$

여기서 A는 가속도 상수로 on, off time을 알고 있으므로 각각 응答 가속도 운동으로 보아 계산한다.

Lockup Control Valve (LCV)

2차밸브에서 공급된 유량을 록업솔레노이드밸브의 압력에 따라 록업클러치의 결합축, 분리축으로 연결시킨다.

유량 방정식

밸브스풀의 변위에 따라

$$\blacktriangleright 0 \leq X_{LCV} \leq D_{LCV}^1$$

$$Q_{16}^{16} = C_d w_{LCV}^1 (D_{LCV}^1 - X_{LCV}) \operatorname{sgn}(P_8 - P_{16}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_8 - P_{16}|}$$

$$Q_{16}^{18} = Q_{18}^{17} = Q_8^{18} = 0$$

$$\blacktriangleright D_{LCV}^1 \leq X_{LCV} \leq D_{LCV}^2$$

$$Q_8^{16} = Q_{16}^{16} = Q_{18}^{17} = Q_8^{18} = 0$$

$$\blacktriangleright D_{LCV}^2 \leq X_{LCV} \leq D_{LCV}^3$$

$$Q_8^{16} = 0$$

$$Q_{16}^{ex} = C_d w_{LCV}^2 (X_{LCV} - D_{LCV}^2) \operatorname{sgn}(P_{16} - P_r) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{16} - P_r|}$$

$$Q_{18}^{17} = C_d w_{LCV}^2 (D_{LCV}^2 - X_{LCV}) \operatorname{sgn}(P_{18} - P_{17}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{18} - P_{17}|}$$

$$Q_8^{18} = 0$$

$$\blacktriangleright D_{LCV}^3 \leq X_{LCV} \leq D_{LCV}^{\max}$$

$$Q_8^{16} = Q_{16}^{16} = Q_{18}^{17} = 0$$

$$Q_8^{18} = C_d w_{LCV}^3 (X_{LCV} - D_{LCV}^3) \operatorname{sgn}(P_8 - P_{18}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_8 - P_{18}|}$$

$$(Q_8^{19})_{orf} = C_d (\frac{\pi}{4} d_{10}^{-2}) \operatorname{sgn}(P_8 - P_{19}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_8 - P_{19}|}$$

$$(Q_{18}^{20})_{orf} = C_d (\frac{\pi}{4} d_{11}^{-2}) \operatorname{sgn}(P_{18} - P_{20}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{18} - P_{20}|}$$

$$(Q_{20}^{15})_{orf} = C_d (\frac{\pi}{4} d_{12}^{-2}) \operatorname{sgn}(P_{20} - P_{17}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{20} - P_{17}|}$$

$$(Q_{17}^{21})_{orf} = C_d (\frac{\pi}{4} d_{13}^{-2}) \operatorname{sgn}(P_{17} - P_{21}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{17} - P_{21}|}$$

연속 방정식

$$Q_8^8 = (Q_8^{16})_{orf} - Q_8^{10} - Q_8^{18} - (Q_8^{16})_{orf} - Q_8^{16} - Q_8^{18} 18 - (Q_8^{19})_{orf} = \frac{V_8}{\beta_e} \frac{dP_8}{dt}$$

$$(Q_{14}^{15})_{orf} = A_{LCV}^1 X_{LCV} + \frac{V_{15}}{\beta_e} \frac{A_{LCV}^1 X_{LCV} dP_{15}}{dt}$$

$$Q_{18}^{17} + (Q_{20}^{15})_{orf} - (Q_{17}^{21})_{orf} = \frac{V_{17}}{\beta_e} \frac{dP_{17}}{dt}$$

$$Q_8^{18} - Q_{18}^{17} - (Q_{18}^{20})_{orf} = \frac{V_{18}}{\beta_e} \frac{dP_{18}}{dt}$$

$$(Q_8^{19})_{orf} = -A_{LCV}^3 X_{LCV} + \frac{V_{19}}{\beta_e} \frac{A_{LCV}^3 X_{LCV} dP_{19}}{dt}$$

운동 방정식

$$M_{LCV} \dot{X}_{LCV} + B_{LCV} \dot{X}_{LCV} + K_{LCV} (X_{LCV} + X_{LCV}^t) = A_{LCV}^1 P_{15} \\ + (A_{LCV}^1 - A_{LCV}^1) P_{16} - A_{LCV}^2 P_r - A_{LCV}^3 P_{19}$$

Lockup Clutch

록업클러치의 작동및 해제 유압라인은 축을 통해 연결되어 있다. 록업클러치는 피스톤과 실린더사이의 간극이 커서 누유가 많고, 록업작동시 클러치판이 맞닿는 순간에 간극이 없어지며 압력이 급하게 형성이 된다.

유량 방정식

$$Q_{inleak} = C_{inleak} (P_{20} - P_{16})$$

$$Q_{outleak} = C_{outleak} (P_{20} - P_{16})$$

연속 방정식

$$Q_8^{16} - Q_{16}^{ex} + Q_{inleak} = -A_{LCP} \dot{X}_{LCP} + \frac{V_{16} - A_{LCP} X_{LCP} dP_{16}}{\beta_e dt}$$

$$(Q_{18}^{20})_{orf} - (Q_{20}^{15})_{orf} - Q_{inleak} - Q_{outleak} = A_{LCP} \dot{X}_{LCP} + \frac{V_{20} + A_{LCP} X_{LCP} dP_{20}}{\beta_e dt}$$

운동 방정식

$$M_{LCP} \dot{X}_{LCP} + B_{LCP} \dot{X}_{LCP} = A_{LCP} (P_{20} - P_{16})$$

3. 록업 솔레노이드 밸브의 특성 분석

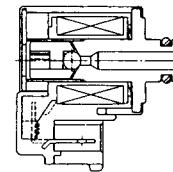


Fig.2 Structure of LSV

록업 솔레노이드 밸브는 개폐형 밸브로서 단순 개폐 및 팰스 폭 변조 방식(PWM)으로써 작동압력을 제어하는 방법이 많이 이용되고 있다. PWM제어를 할 경우 디지털제어가 용이하고 작동유의 오염에 강하며 가격이 저렴한 장점이 있다. 그러나 PWM방식으로 개폐밸브를 구동할 경우 밸브의 급속한 개폐에 의한 압력맥동현상이 일어나는 특징이 있다. 현재에 이르기까지 어큐뮬레이터, 공진 필터, 기계식 유압필터를 이용하여 압력맥동을 감소시키는 연구가 진행되어 왔다. 본 연구에서는 별도의 필터를 추가하지 않고 구동주파수를 증대시켜 압력맥동을 감소하고자 한다. 이 경우 유로와 작동유의 고유진동수가 높은 범위에 있게 되므로 선형한계를 벗어나 구동주파수가 증가함에 따라 비선형특성이 두드러지게 된다.

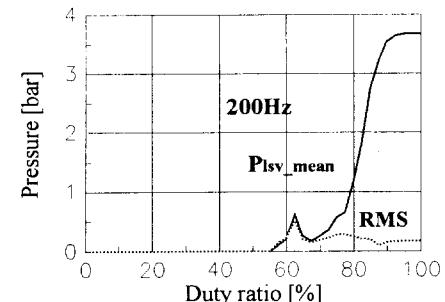


Fig.3 Mean pressure of LSV at 200Hz

구동주파수를 각각 50, 100, 150, 200, 250, 300Hz로 고정시키고 PWM 드라이버를 변화시켜가며 시뮬레이션하여 록업 솔레노이드 밸브의 정적 평균 압력 응답을 구하여 압력맥동이 적고 비선형성이 심하게 크지않은 200Hz로 구동주파수를 선정하였다. 구동주파수가 높아질수록 전체적인 선형성이 줄어들며 낮은 드라이버에서의 압력형성이 저조하다. 55%이상의 드라이버에서만 압력이

형성되므로 압력맥동을 감소시키기 위해 구동주파수를 높일 경우 선형적인 제어방식을 채택하기가 용이하지 않음을 알 수 있다.

록업솔레노이드밸브 출력압력의 제어가능성을 보기위해 평균 압력 2bar, 진폭 1bar, 2Hz의 정현파 압력궤적 추종 시뮬레이션을 행하였다.

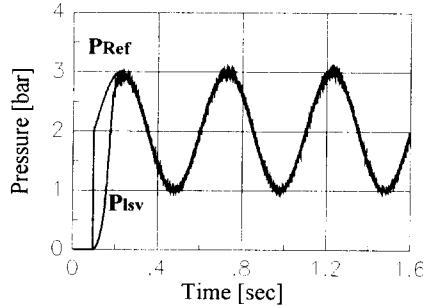


Fig.4 Pressure Tracking of LSV

결과를 보면 시간지연이나 큰 오버슈트 없이 압력궤적을 잘 추종함을 볼 수 있다.

이득을 변화시켜보면 비레이더이 커짐에 따라 진폭의 변화가 클수록 기준압력을 따라가지 못하고 불안정영역으로 발산하고 비분이득이 커짐에 따라 시스템이 불안정해진다. 이는 맥동의 영향으로 시스템이 불안정하게 되는 것으로 추정된다. 종합적으로 위의 결과를 비교할 때 높은 이득을 가지는 PID제어기는 낮은 압력에서는 추종성이 우수하고 상대적으로 낮은 이득을 가지는 PID제어기는 높은 압력에서 비교적 잘 따라간다. 그이유는 높은 압력으로 갈수록 밸브의 비선형성이 증가하고 듀티비에 따른 민감도가 증가하여 높은 이득을 사용할 경우 불안정해지기 때문이다.

4. 압력궤적의 설계

제어기가 견실하고 추종성능이 우수하여도 추종목표인 기준모델이 부적합하면 좋은 성능을 낼 수 없다. 본 연구에서는 승차감의 개선에 주안점을 둔 압력기준궤적을 구하였다.

클러치 결합시의 승차감은 주행방향 차량가속도와 밀접한 관계에 있으므로 주행방향 차량가속도를 줄이는 것이 중요하다. 그러나 가속도를 줄이기 위해 클러치 결합시간을 길게하면 클러치판의 슬립에 의한 마찰열의 과도한 발생으로 클러치의 내구도가 저하된다. 그러므로 가속도와 클러치 발열량을 함께 최소화하는 클러치판 간의 속도차궤적을 구하고 차량동력계의 동역학 방정식을 풀어 기준압력궤적을 얻는다.

속도차궤적은 parametric cubic spline을 이용하여, 클러치 점속 초기 압력의 부드러운 생성과 접속 말기의 충격 완화를 위한 감쇠구간을 갖도록 설계하고 가속도의 절대크기와 클러치 발열량을 정규화하여 목적함수로 설정하고 최적화한다. 이렇게 생성된 최적 속도차 궤적에서 엔진축과 구동계축의 회전관성모멘트를 고려하여 동적 모델링을 하고 미분방정식을 속도차의 함수로 정리하여 압력궤적을 구한다.

속도차궤적을 알고 있을 때, 엔진축의 회전속도를 상태변수로 하고 미분방정식을 세우면,

$$W_e - W_i = f(t)$$

$$\frac{dW_e}{dt} = \frac{1}{I_e} (T_e - B_e (W_e - f(t))) + f'(t)$$

$$T_{hu} = T_e - T_i - I_e \frac{dW_e}{dt}$$

$$P = \frac{3}{2\pi} \frac{T_{hu}}{\mu (R_o^3 - R_i^3)}$$

여기서, 록업이 일어나는 동안 엔진축 토크 T_e 는 일정하다고 가정하고 구동계의 회전관성모멘트는 기어가 2단인 경우로 계산하였다. 티어빈 토크는 임펠러, 터어빈축 속도비에서 단순화된 토크컨버터 성능곡선을 이용해 계산하였다. 미분방정식을 수치해석하여 계산된 압력궤적은 다음과 같다.

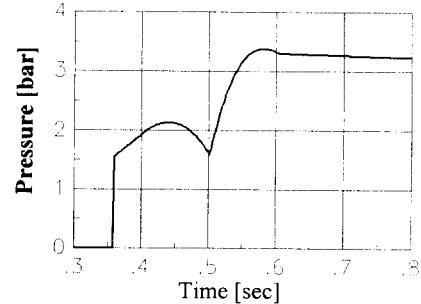


Fig.5 Pressure Trajectory for Reference Model

계산 결과를 볼 때 낮은 압력대에서 록업클러치를 결합시키는 것이 바람직한 것을 알 수 있다. 압력의 급격한 변화가 있는 것은 토크컨버터의 단순화된 성능곡선모델에서 임펠러와 터어빈의 속도비에 대한 토크비가 급격히 바뀌는 것에 의한 것이다.

5. 개루프 제어구간의 설계

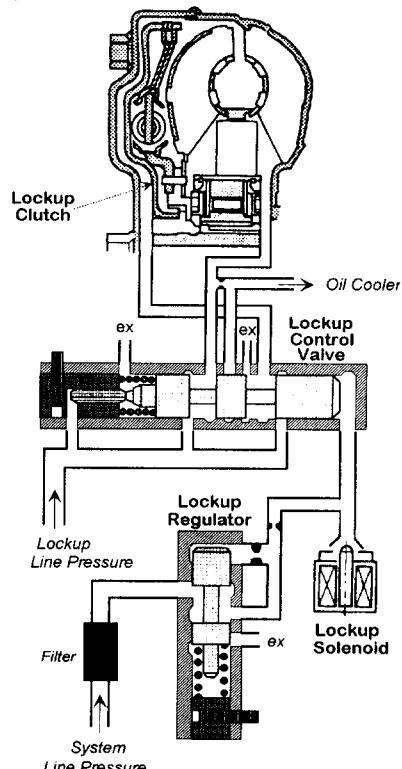


Fig.6 Lockup Clutch, LCV, LMV and LSV

록업클러치는 클러치 피스톤의 행정에 의한 체적이 크고 누유 방지 요소가 없어 결합시의 초기압력 형성 해석이 용이하지 않다. 롱업클러치의 피스톤이 최대변위에 다다를 때 간극이 작아지며 압력이 형성되므로 빠른시간내에 최대변위에 다다를 수 있도록 초기에 높은 드티비를 주어 유량이 가능한한 많이 공급되게 하고, 일정시간 후 압력이 형성되기 시작하면 드티비를 낮추어 제어가 용이한 초기상태로 갈 수 있도록 해준 뒤, 압력을 채어한다.

록업 신호가 들어오면 100% 드티비를 주어 롱업클러치로 가는 유량을 제어하는 롱업컨트롤밸브의 결합측 유로를 완전히 열어 최단시간내에 클러치피스톤이 최대행정에 이르러 압력이 형성될 수 있도록 한다. 이 때, 압력이 급하게 형성되면 큰 과도압력을 초래하고 제어가 난이하므로 클러치피스톤이 최대행정에 이

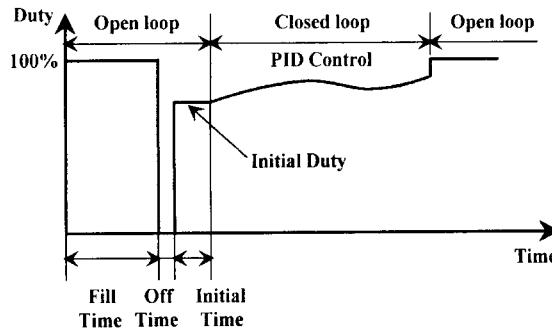


Fig.7 Control Strategy for Lockup System

고기 직전에 0% 드티비를 주어 클러치피스톤의 관성을 줄이고, 동시에 급한압력형성을 방지하며 롱업컨트롤밸브의 스폴을 결합측의 유로가 연결되는 스폴변위사이에 오도록 적절한 드티비를 주어 Fig.6의 롱업컨트롤밸브의 스폴변위가 선형구간으로 가도록 초기조건을 만들어 준다.

6. 시뮬레이션

PID 컨트롤러는 지금까지 가장 보편적으로 사용되는 제어 알고리즘이다. 이 제어기는 외란이 적은 상황에서 이득조정을 잘 된 경우에 우수한 성능을 얻을 수 있으나 외란이나 비선형 특성이 있는 경우 이득을 환경에 적용하여야 좋은 결과를 얻을 수 있다.

다음은 와인드업보상을 해준 PID 페루프 제어를 한 후 클러치의 견실한 접속을 위해 롱업솔레노이드밸브를 On 상태로 한

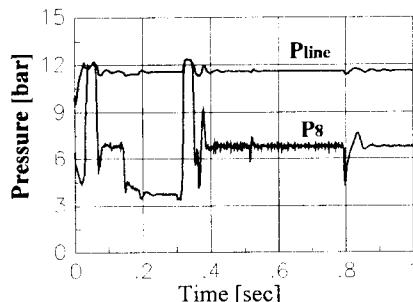


Fig.8 Line pressure & pressure supplied to Lockup Control Valve

시뮬레이션 결과이다. 이때 오차는 롱업클러치의 결합측과 분리측의 압력차를 피드백하였다.

Fig.8은 1차밸브에서 조절되는, 전체 유압회로라인과 연결되는 라인압력과 2차밸브에서 조절되어 롱업컨트롤밸브로 공급되는 압력이다. 롱업이 시작되어 Fill Time시, 롱업클러치로 작동유가 공급됨에 따라 P8이 저하하고 Fill off시킴에 따라 공급하던 유량이 차단되면서 2차밸브의 조절범위를 벗어나, 큰 과도압력이 형성된다. 그러나 1차밸브는 이러한 유량변동도 적절하게 보상하여 라인압력을 유지시키는 것을 볼 수 있다. 따라서 롱업의 진행과정중에도 다른 클러치와 브레이크로 연결되는 라인압력에는 거의 영향을 주지않음을 알 수 있다.

Fig.9는 롱업 솔레노이드 밸브의 출력압력이다. 유압 맥동이 크게 나타나는 것과 Fill off Time시 드티비의 짧은 시간동안의 변화에도 민감한 압력변화를 보이는 것을 알 수 있다. 롱업 솔

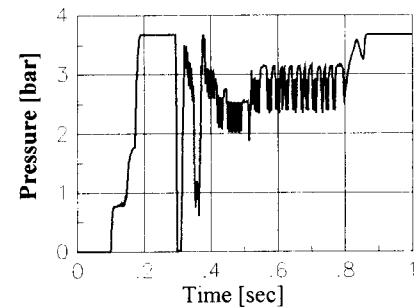


Fig.9 Pressure of Lockup Solenoid Valve
솔레노이드 밸브의 유효한 압력이 생성되는 드티비의 제어가 가능한 범위가 매우 좁고 입력의 변화에 민감하여, 제어가 난이한 시스템임을 알 수 있다.

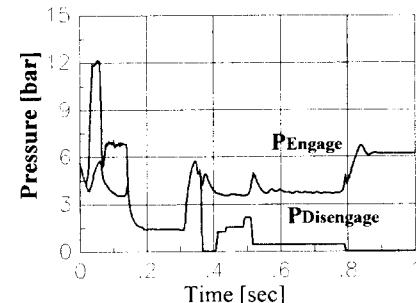


Fig.10 Engage & disengage pressure of Lockup Clutch

Fig.10은 롱업클러치의 결합측과 분리측의 압력곡선이다. 초기에 압력이 없을 경우에는 바이패스 밸브와 오일풀리측의 압력에 의해 일정 압력이 유지되다가 롱업이 시작되면 결합측에 압력이 형성되면서 클러치 피스톤이 밀리기 시작하고, 행정에 의한 여유체적의 발생으로 압력이 저하된다. 클러치피스톤의 변위가 최대행정에 이르면 압력이 형성되고 이때 압력을 급히 저하시켜서 과도한 압력의 형성을 막으며 initial time으로 가서 initial duty를 주어 Fig.11에 있는 선형구간내에 가도록하고 페루프제어를 한다.

Fig.11과 Fig.12에서 보면 선형구간의 상한을 벗어나는 두 지점에서 결과압력이 급격히 변화하는 것을 알 수 있다.

Pout은 Fig.9의 롱업 솔레노이드 밸브 압력에 의한 롱업 컨트롤밸브를 통하여 형성되는 롱업 클러치 결합측, 분리측 압력차곡

선이다. 클러치가 최대변위에 이르러 압력이 형성되고 과도적인 심한 압력원자를 보이며 압력이 저하하고 다시 제어구간으로 들어감에 따라 압력이 재형성되며 완전한 결합으로 들어가는 것을 볼 수 있다.

압력이 형성될 때와 0.51초 경에 보이는 과도압력은 록업컨트롤밸브가 비선형구간으로 들어가면서 급작스러운 유량의 변화로 생기는 것임을 알 수 있다. 또 결과 압력이 작동압력, 즉 압

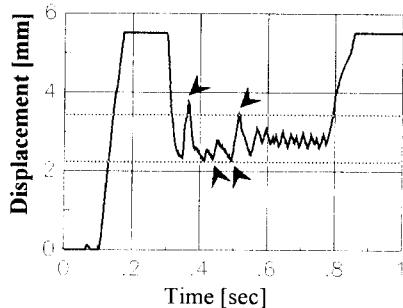


Fig.11 Spool Displacement of Lockup Control Valve

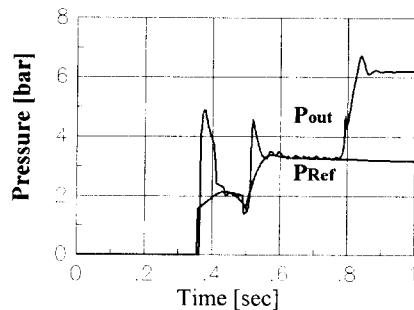


Fig.12 Target pressure profile and tracking clutch pressure
며 차이므로 Fig.10에서 보면 결합압력이 높아지기 보다는 분리쪽 리턴쪽으로 밸브가 열려 유로가 형성되면서 압력이 낮아지며 압력차가 급격히 발생하는 것임을 알 수 있다. 스팰별위의 변화가 커지면 선형구간을 벗어나게 되므로 작은 계인을 주던지 적당히 큰 계인으로 바꾸는 것이 바람직하다.

이득을 변화시켜보면 변화량이 작을 때에는 비례이득에 덜 민감하며, 비분이득의 작은 증가에도 민감한 변화를 보여 비례이득의 변화량이 클 때와 마찬가지로 불안정해진다.

적분이득의 영향은 와인드업보상을 해주지 않으면 작은 이득에도 응답이 불안정해지며 록업컨트롤밸브의 비선형성에 의해 급히 발생한다.

7. 결론

자동변속기의 록업관련 유압회로의 모델링을 하고 록업솔레노

이드를 PWM방식으로 제어하여 록업클러치의 과도압력을 모델 압력캐치를 추종하도록 제어기를 구성하고 시뮬레이션을 시행하였다. 본 연구의 결과로 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 자동변속기 유압회로의 압력조절회로는 응답이 빠르고, 조절 능력이 뛰어나 록업클러치의 결합과 같은 유량변동에도 라인압력에 미치는 영향은 작다.
- 2) PWM 방식으로 압력을 제어할 경우 구동주파수를 증가시킬 수록 액동은 줄어드나 드라이비에 의한 비선형성은 증가하게 되므로 적절한 구동주파수의 선정과 제어전략이 필요하다.
- 3) 록업컨트롤밸브의 언더랩에 의한 비선형성과 작은 채적에 의한 급격한 압력생성으로 제어시 초기조건과 록업컨트롤밸브의 스팰별위의 변동에 매우 민감하여 불안정해지기 쉽다.
- 4) 승차감과 내구도를 최적화한 속도차캐치에서 차량동역학을 이용하여 목표압력차캐치를 유도하였다.
- 5) 적절한 개루프제어와 폐루프제어를 결합하여 록업클러치의 과도압력 추종제어를 하였다.

참고문헌

- [1] T. Kondo, K. Iwatsuki, Y. Taga : "Toyota 'ECT-i' a New Automatic Transmission with Intelligent Electronic Control System", SAE 900550, 1990
- [2] W. Hardtke : "Design Considerations in Powershift Transmissions", SAE 901556, 1990
- [3] S. Hirano, A. L. Miller, K. F. Schneider : "SCVT - A State of the Art Electronically Controlled Continuously Variable Transmission", SAE 910410, 1991
- [4] H. Taniguchi, Y. Ando : "Analysis of a New Automatic Transmission Control System for LEXUS LS400", SAE 910639, 1991
- [5] M. Wouters : "A New Method to Calculate Energy Dissipation and Temperature Distribution in Multidisc Clutches in Powershift Transmissions", SAE 911882, 1991
- [6] Y. Narita : "Improving Automatic Transmission Shift Quality by Feedback Control with a Turbine Speed Sensor", SAE 911938, 1991
- [7] Y. Hojo, K. Iwatsuki, H. Oba, K. Ishikawa : "Toyota Five-Speed Automatic Transmission with Application of Modern Control Theory", SAE 920610, 1992
- [8] F. Jamzadeh, T. M. hsieh, K. Struthers : "Dynamic Simulation Modeling For Heavy Duty Automatic Transmission Control Development", SAE 922441, 1992
- [9] B. Martin, C. J. Redinger : "42LE Electronic Four-Speed Automatic Transaxle", SAE 930671, 1993
- [10] T. Naruse, Y. Nakashima, Y. Murayama, Y. Akiyoshe, T. Kurachi : "A Study on Evaluation Method and Improvement of Shift Quality of Automatic Transmission", SAE 930673, 1993
- [11] J. Watton : "Fluid Power Systems", Prentice Hall
- [12] H. E. Merritt : "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, Inc., 1967
- [13] T. Hiramatsu, T. Akagi, H. Yoneda : "Control Technology of Minimal Slip-Type Torque Converter Clutch.", SAE 850460, 1985
- [14] C. Cox : "Electronic Control of a Modulated Torque Converter", SAE 841151, 1984