

자동변속기의 변속과도특성 해석

장 효 환* · 전 윤 식**

(1997년 8월 11일 접수)

Shift-Transient Characteristics of an Automatic Transmission

Hyo Whan Chang and Yoon Sik Jun

Key Words : Hydraulic System(유압시스템), Dynamic Model(동적 모델), Shift Quality(변속 품질), Bond Graph(본드그래프), Planetary Gear Units(유성치차계), Shift-Transient Pressure(변속과도압력)

Abstract

Shift quality of an automatic transmission in a vehicle is mainly affected by transient pressures in the hydraulic system during shifting. In this study, dynamic modelings of the hydraulic system and the power train of an automatic transmission are made systematically by a bond-graph method. The dynamic characteristics of the line pressures and clutch/brake pressures during shiftings are investigated by simulations and verified by experiments. The effects of clutch/brake pressures on the shift torque are also investigated through driving simulation.

1. 서 론

자동변속기는 토크컨버터, 유압시스템, 동력전달계 및 전자제어장치로 구성되어 있으며, 유압시스템의 발생유압에 의하여 클러치 및 브레이크를 분리 접속시킴으로써 변속을 수행한다. 변속품질은 이러한 분리 및 접속 압력의 과도특성에 따라 큰 영향을 받으며 이를 분석하기 위해서는 유압시스템에 대한 동적 해석이 요구된다. 그러나 자동변속기의 유압제어 시스템은 많은 비선형 요소와 복잡한 회로로 구성되어 있어 해석이 용이하지 않기 때문에 대부분의 연구 결과는 관련된 부분의 압력거동을 중심으로 해석이 이루어져 있으며, 영향요소가 적은 주변의 유압회로는 단순화하여 해석하였다.^(1,2) 따라서, 본 연구에서는 변속시 전체 유압시스템의 압력거동을 분석하기 위하여 자동변속기의 전체 유

압시스템에 대하여 본드그래프^(3,4)를 이용한 체계적인 동적 모델링방법을 제시하였다. 실험과 시뮬레이션을 통하여 제어입력에 대한 압력제어전자밸브(Pressure Control Solenoid Valve ; PCSV) 압력특성, 라인압력특성 및 변속과도압력특성을 분석하였으며 본 연구에서 제시한 동적 모델의 타당성을 검증하였다. 본 연구에서 제시한 동적 모델을 사용한 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 유압회로의 설계변수 변화에 따른 유압요소의 동적 거동 및 압력과도특성을 예측할 수 있으며, 압력제어전자밸브 입력전류의 조절에 의한 변속제어기를 설계할 수 있다.⁽⁵⁻⁹⁾

유압시스템의 클러치 압력특성이 주행시의 변속과도토크에 미치는 영향을 분석하기 위하여 차량의 동력전달계통에 대한 동적 모델⁽¹⁰⁻¹²⁾을 사용하여 수행한 시뮬레이션결과는 문헌에 나와있는 자동변속기 장착차량의 실차 변속과도특성⁽¹³⁾과 유사한 경향을 보여주었다.

*회원, 고려대학교 기계공학과

**고려대학교 대학원 기계공학과

2. 시스템 모델링

2.1 유압시스템의 동적 모델링

Fig. 1은 자동변속기의 유성치차 동력전달장치를 나타내는 그림이다. 그림에서 보는 바와 같이 유성치차에 작용하는 클러치 및 브레이크(C₁, C₂, C₃, B₁, B₂, B₃, B₄)의 분리, 접촉에 의하여 변속을 수행한다. 이러한 변속으로 인하여 차량관성의 급격한 변화가 발생되며, 차량 출력토크의 변화를 초래하여 운전자에게는 변속충격을 느끼게 만든다. 따라서, 클러치 유압제어 시스템에 의하여 변속시의 클러치 및 브레이크를 분리, 접촉시키는 압력을 조절함으로써 변속충격을 감소시킬 수 있다.

Fig. 2는 자동변속기의 클러치 및 브레이크 압력을 조절하여 변속시 변속충격을 해소하기 위한 유압 시스템의 전체 본드그래프 모델링을 나타낸 그림이다. 이러한 유압시스템은 라인압력조절회로, 유회압력조절회로, 변속밸브 작동유압회로, 각단 변속유압회로, 어큐뮬레이터 압력조절회로 및 록업 클러치 작동유압회로 등으로 구성되어 있으며, 이 중 라인압력조절회로는 그림에서 보는 바와 같이 모든 클러치 및 브레이크의 공급압력(P₂)을 압력제어전자밸브(PCSV)로 제어하여 변속충격을 감소시키는 중요한 역할을 수행한다. 유압시스템의 동적

모델은 클러치/브레이크의 피스톤 및 밸브 스톱의 상태방정식으로 형성된 총 28차의 상태방정식, 유압라인에서의 압축성을 고려한 9차의 상태방정식 및 압축성을 무시한 경우의 압력에 대한 33개 연립 방정식과 슬래노이드밸브에 대한 3차의 상태방정식으로 구성되어 있다.

2.1.1 압력라인의 상태방정식

Fig. 3은 유압시스템의 가장 중요한 역할을 하는 라인압력조절회로를 나타낸 그림이다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 펌프의 토출압력 P₁은 라인압력 조절회로에 의해 압력 P₂를 형성하며, 각종 변속밸

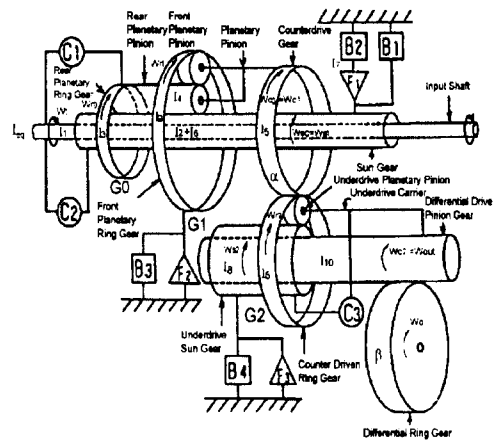


Fig. 1 Schematic of an automatic transmission.

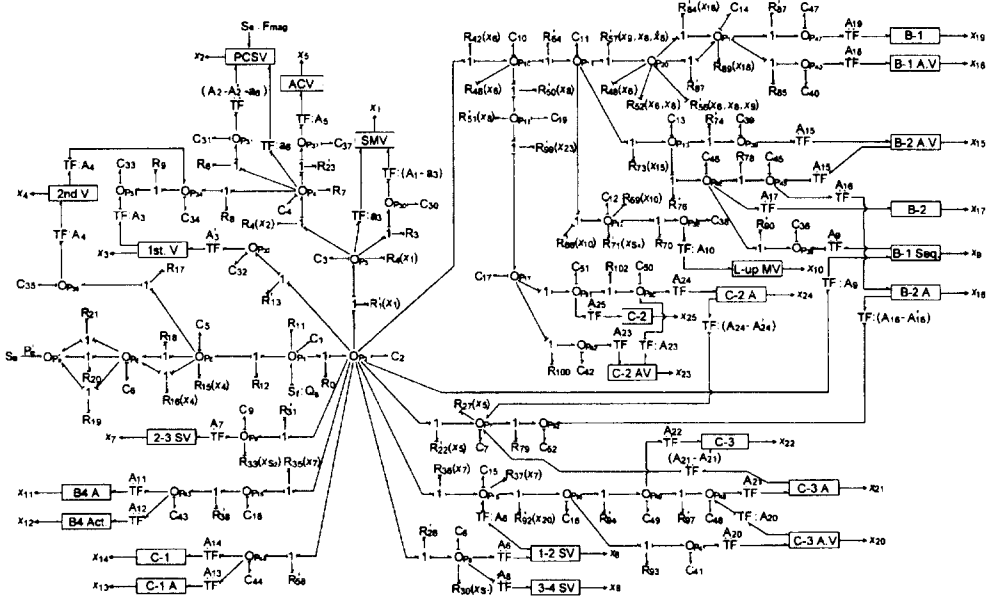


Fig. 2 Bond graph of the valve body in an automatic transmission.

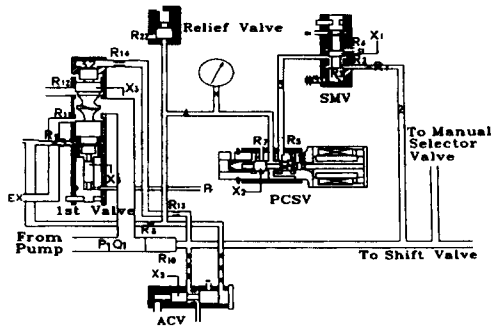


Fig. 3 Line pressure control circuit in the valve body.

브와 선택밸브를 통하여 클러치 및 브레이크에 압력을 공급한다.

전체 유압시스템의 유압라인에서의 압축성을 고려한 9차의 상태방정식, 라인의 커패시턴스를 무시한 경우의 압력에 대한 33개 연결방정식 중에서 대표적인 예로서, 라인압력의 상태방정식은 본드 모델링(Fig. 2 참조)으로부터 다음과 같이 표현된다.

$$C_1 \dot{P}_2 = -\frac{P_2 - P_1}{R_0} - \frac{P_2 - P_3}{R_1} - \frac{P_2 - P_7}{R_{22'}} - \frac{P_2 - P_8}{R_{28'}} - \frac{P_2 - P_9}{R_{31'}} - \frac{P_2 - P_{18}}{R_{35}} - \frac{P_2 - P_{15}}{R_{36}} - \frac{P_2 - P_{10}}{R_{42}} - \frac{P_2 - P_{44}}{R_{58'}} - \frac{P_2 - P_{32}}{R_{13'}} - A_9 \dot{x}_9 \quad (1)$$

여기서, $C_1 (= V_2/\beta)$ 는 라인압력 챔버의 커패시턴스, R_i 는 오리피스 저항, A_i 는 i 번째 스톨의 면적, \dot{x}_i 는 i 번째 스톨의 속도 등을 각각 나타낸다. 또한, 오리피스 저항 R_i 는 층류유동 및 난류유동일 경우 각각 다음과 같이 표현된다.

$$\text{층류유동인 경우 : } R = \frac{50.4\mu}{\pi d^3} \quad (2)$$

$$\text{난류유동인 경우 : } R = \sqrt{\frac{\rho}{2}} \frac{\Delta P}{C_d a} \quad (3)$$

여기서, a 는 오리피스 면적을 나타낸다.

2.1.2 스톨밸브의 상태방정식

Fig. 4는 유압시스템의 본드 모델링의 사각형으로 표시되어 있는 각종 스톨의 일반화된 본드그래프 그림이다.

여기서, 스톨에 작용하는 유체의 유동에 의한 유동력은 다른 힘에 비하여 작다고 가정하여 무시하였으며, 밸브바더를 구성하는 14개의 스톨밸브는 28차의 상태방정식으로 표현되며, Fig. 4에 나타난

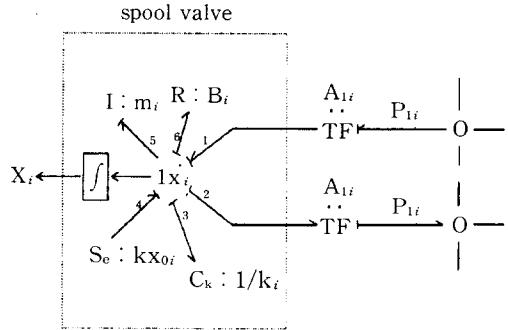


Fig. 4 Bond graph of a spool valve.

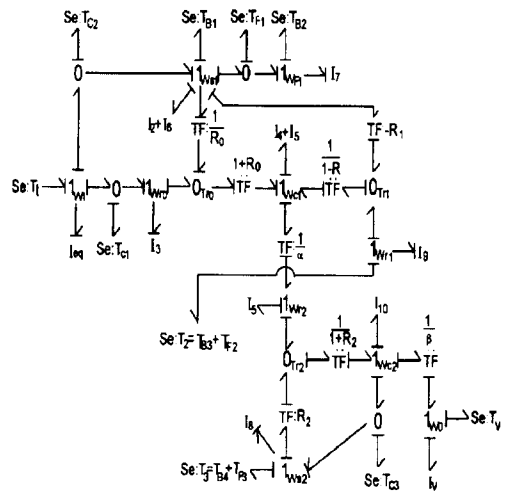


Fig. 5 Bond graph of an automatic transmission.

스톨밸브의 상태방정식은 다음과 같다.

$$\dot{p} = \frac{dp_i}{m_i} \quad (4)$$

$$\dot{p}_i = -B_i \frac{dp_i}{m_i} - k_i(x_i + x_{0i}) + A_{1i}P_{1i} - A_{2i}P_{2i} \quad (5)$$

여기서, $p_i (= m_i \dot{x}_i)$ 는 스톨의 모멘텀, B_i 는 i 번째 스톨의 점성감쇠계수, k_i 는 i 번째 스톨의 스프링상수를 각각 나타낸다.

2.2 동력전달계의 동적 모델링

토크컨버터, 유성치차, 클러치/브레이크로 이루어진 동력전달계는 Fig. 1에서 보여준 바와 같으며, Fig. 5는 이러한 동력전달계에 대한 전체 동력전달계에 대한 본드그래프 모델링을 나타낸다.

동력전달계의 전체차수는 본드그래프의 인과관계

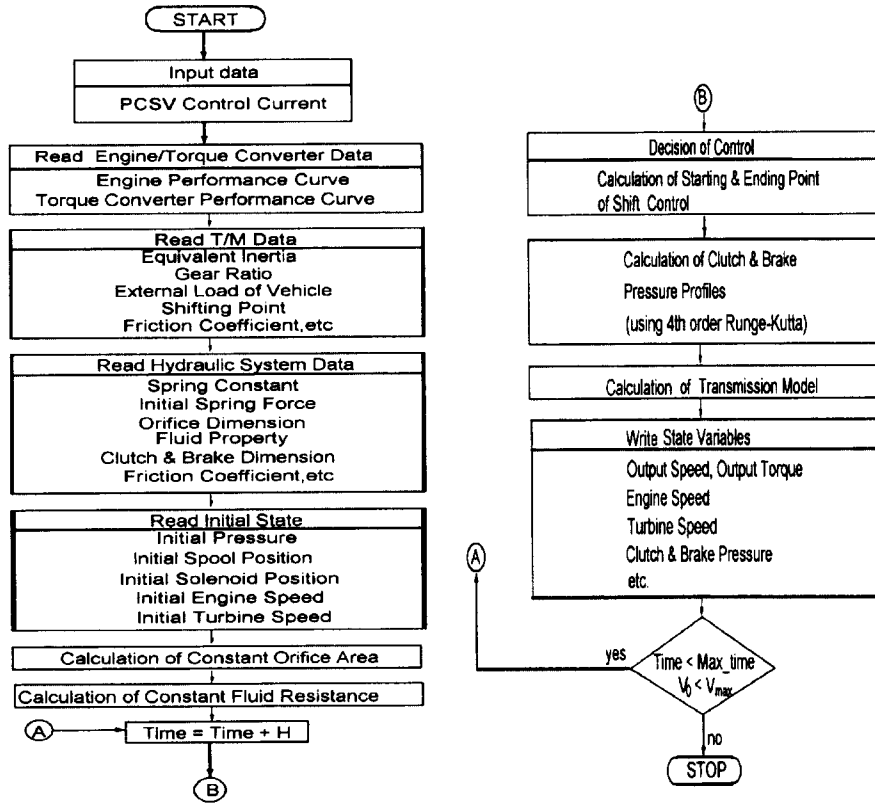


Fig. 6 Flow chart of simulation for an automatic transmission.

(causality)에 의하여 에너지 저장요소가 5개인 5 차임을 알 수 있으며, 운동방정식은 다음과 같이 나타내어진다.

$$I_{eq} \dot{w}_t = t_r T_e - T_{c1} - T_{c2} \quad (6)$$

$$I_3 \dot{w}_{r0} = T_{c1} - T_{r0} \quad (7)$$

$$(I_4 + I_5 + \frac{1}{\alpha^2} I_5) \dot{w}_{c1} = (1 + R_0) T_{r0} + (1 - R_1) T_{r1} - \frac{1}{\alpha} T_{r2} \quad (8)$$

$$(I_2 + I_6) \dot{w}_{s1} = T_{c2} - T_{B1} - T_{F1} - R_0 T_{r0} + R_1 T_{r1} \quad (9)$$

$$I_7 \dot{w}_{F1} = T_{F1} - T_{B2} \quad (10)$$

$$I_9 \dot{w}_{r1} = -T_{r1} - T_2 \quad (11)$$

$$(I_{10} + \frac{1}{\beta^2} I_v) \dot{w}_{c2} = (1 + R_2) T_{r2} - T_{c3} - \frac{1}{\beta} T_v \quad (12)$$

$$I_8 \dot{w}_{s2} = -T_3 + T_{c3} - R_2 T_{r2} \quad (13)$$

$$I_{eq} = [t_r I_E (\frac{1}{w_r} \frac{d w_r}{d t} - \frac{w_r}{w_t} \frac{d w_t}{d t}) + I_1] \quad (14)$$

여기서, $t_r (= T_i / T_e)$ 는 토크비, $w_r (= w_t / w_p)$ 는 속도비, I_{eq} 는 엔진 및 토크컨버터의 등가관성계수, I_1 는 토크컨버터의 등가관성계수를 각각 나타낸다. 또한 기하학적 관계식은 다음과 같이 나타내어진다.

$$(1 + R_0) w_{c1} = w_t + R_0 w_{s1} \quad (15)$$

$$(1 - R_1) w_{c1} = w_{r1} - R_1 w_{s1} \quad (16)$$

$$(1 + R_2) w_{c2} = w_{r2} + R_2 w_{s2} \quad (17)$$

3. 시뮬레이션 및 실험

3.1 시뮬레이션

Fig. 6은 유압시스템을 포함하는 전체 동력전달계의 컴퓨터 프로그램 흐름도를 나타내며, 본 연구에서는 현재 양산되고 있는 승용차용 4단 자동변속기를 대상으로 하여 실제 데이터를 입력하여 시뮬레이션 하였다.

본 연구에서는 유압시스템의 압력특성을 분석하기 위해 압력제어전자밸브(PCSV)의 제어입력 변

화에 따른 라인압력의 과도응답특성 및 정상상태 응답특성과 상향변속(upshift) 및 하향변속(downshift)시에 클러치 및 브레이크에 작용하는 압력특성을 시뮬레이션하였다. 또한 변속과도토크특성을 분석하기 위하여 D(drive) 모드, 드로틀 전개도 상태에서 1단에서 4단까지 주행시의 변속과도특성을 시뮬레이션하였다.

3.2 실험

Fig. 7은 본 연구에서 사용한 자동변속기 유압 시스템의 압력특성 실험을 위한 밸브바디 실험장치의 구성도를 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 실제 자동변속기에 장착되어 있는 밸브바디를 단품으로 실험하기 위하여 압력 공급장치로서 유압펌프를 사용하였고, 밸브바디 내의 솔레노이드의 작동과 압력센서로부터 데이터를 받기 위한 아날로그, 디지털 신호변환기를 사용하였다. 본 연구에서 사용한 자동변속기의 유압시스템은 4개의 솔레노이드 밸브에 의해 제어되고 있다. 즉, No.1과 No.2 솔레노이드밸브는 각단 변속신호에 따라서 유로를 형성시키며, No.4 솔레노이드밸브는 복압제어에 사용되고, No.3 솔레노이드밸브는 클러치/브레이크의 압력을 조절하기 위한 압력제어전자밸브(PCSV)이다. PCSV는 비례제어솔레노이드 밸브이므로 이의 작동을 위하여 전압전류 변환기가 사용되었다. 각단 변속은 유성치차에 작용하는 클러치 및 브레이크(C₂, C₃, B₁, B₂, B₄)의 분리, 접속에 의하여 이루어지나, 본 실험에서는 과도압력측정을 위하여

실차에서 분리한 B₁, B₂를 직접 이용하였으며, 실차에서의 작동요소인 B₄, C₂, C₃를 토크용량이 비슷한 B₁, B₂, B₁으로 각각 대체하여 사용하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 라인압력특성

Fig. 8은 압력제어전자밸브(PCSV)의 전류를 제단입력으로 변화시켰을 때, 라인압력의 과도압력특성을 실험결과와 시뮬레이션결과를 비교하여 나타낸 그림이다. 그림에서 보는 바와 같이 시뮬레이션 결과와 실험결과가 과도상태에서 약간의 차이를 보여주고 있으나 정상상태에서는 잘 일치하고 있다. 또한, PCSV의 제어입력이 클수록 과도응답에 뎀핑이 증가하는 경향을 나타내고 있으며, 정상상태에 이르는 정착시간이 변속시간(0.4~0.6초)에 비하여 매우 빨라 PCSV의 제어에 의하여 클러치 압력제어가 가능함을 보여준다.

Fig. 9는 PCSV의 입력전류 변화에 따른 라인압력의 정상상태 응답특성을 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 PCSV의 제어입력이 0.2 A~1 A범

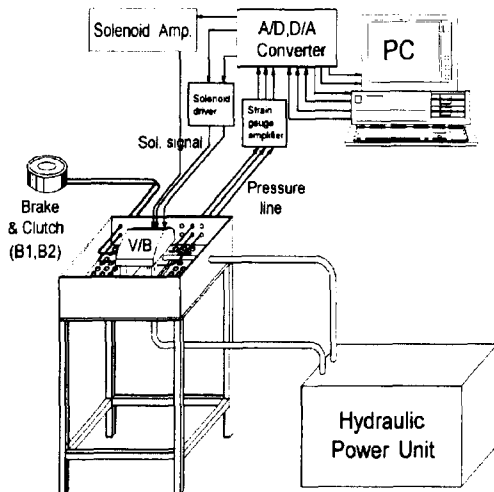


Fig. 7 Configuration of the valve body test rig.

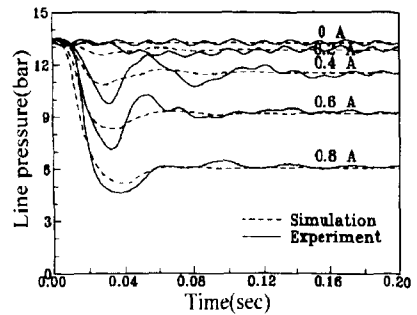


Fig. 8 Transient responses of the line pressures for PCSV step inputs.

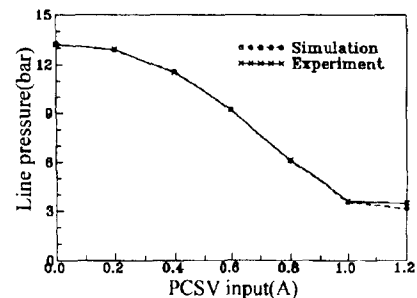


Fig. 9 Steady state characteristic of the line pressure for PCSV inputs.

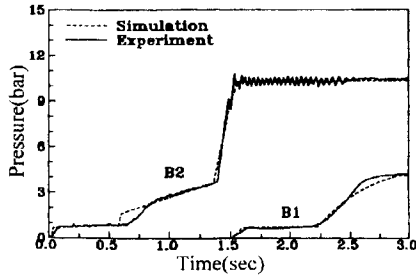
위에서는 라인압력이 제어입력에 비례하여 거의 직선적으로 감소하며, 시뮬레이션결과와 실험결과와 잘 일치하고 있다.

4.2 클러치/브레이크 압력과도특성

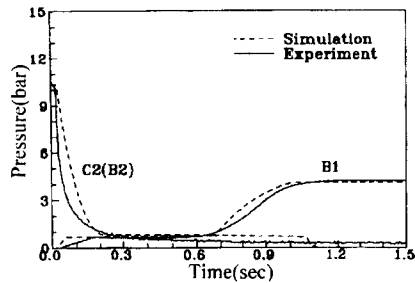
Fig. 10은 각각 PCSV의 제어입력이 0.5 A일 때, 1→2단, 2→3단, 3→4단의 상향변속시의 클러치/브레이크(C₂, C₃, B₁, B₂, B₄)의 압력형성 특성을 나타낸 그림이다. 본 연구 대상의 자동변속기는 클러치/브레이크에 압력이 작용하는 경우, 변속시 압력의 급격한 상승을 막기 위하여 클러치/브레이크 직전에 어큐물레이터가 설치되어 있으며, 그림에서 보는 바와 같이 압력형성이 클러치 스트로크 구간, 어큐물레이터 스트로크 구간, 최종 압력

형성 구간의 순서로 3구간으로 구분지어 나타남을 알 수 있고, 시뮬레이션결과와 실험결과와 비교적 잘 일치하고 있다. 3→4단 변속의 경우 중간에 어큐물레이터 스트로크 구간에서 2개의 다른 압력 상승분을 보이고 있으며, 이는 C₂ 어큐물레이터가 구조상 두겹의 스프링으로 이루어 있기 때문이다. 클러치 스트로크가 완료되고 어큐물레이터 스트로크 구간으로 이동할 때 시뮬레이션결과와 실험치와 비교하여 압력상승률이 매우 크게 나타났으며, 이는 유량손실, 누설유량 등에 대한 수학적 모델이 충분히 고려되지 않았기 때문인 것으로 생각된다.

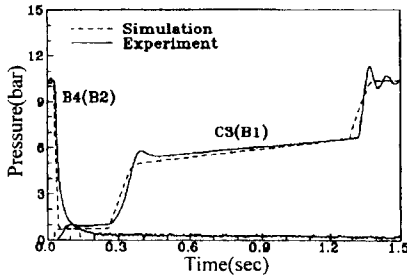
Fig. 11은 각각 PCSV의 제어입력이 0.5 A일 때, 4→3단, 3→2단, 2→1단의 하향변속시의 클러치/브레이크의 압력형성특성을 나타낸 그림이다.



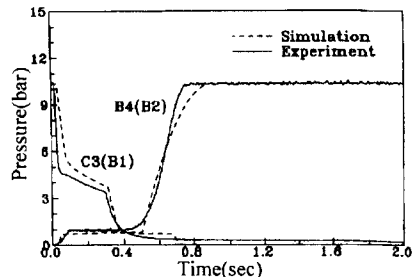
(a) 1 → 2 shift



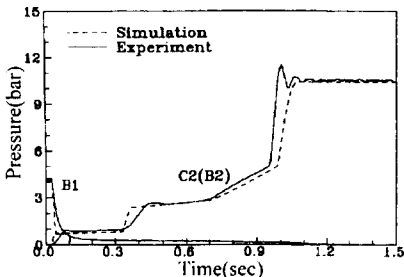
(a) 4 → 3 shift



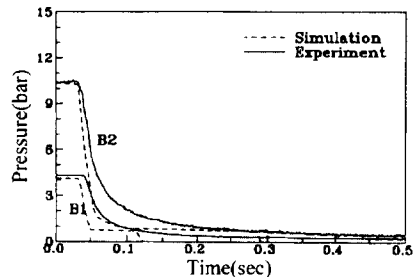
(b) 2 → 3 shift



(b) 3 → 2 shift



(c) 3 → 4 shift



(c) 2 → 1 shift

Fig. 10 Pressure profiles at upshift (PCSV input = 0.5 A).

Fig. 11 Pressure profiles at downshift (PCSV input = 0.5 A).

그림에서 보는 바와 같이 시뮬레이션결과는 실험결과와 비교적 잘 일치하고 있다.

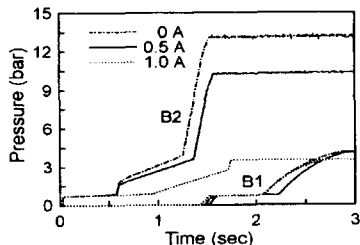
4.3 압력과도특성 시뮬레이션

Fig. 12와 Fig. 13은 각각 상향변속시와 하향변속시의 제어입력의 변화에 따른 클러치/브레이크의 제어압력 범위를 나타낸 그림이다. 그림에서 나타난 바와 같이 어큐뮬레이터가 있는 경우 압력형성이 앞에서 언급하였듯이 3구간으로 구분지어 나타나며, 변속은 변속시의 충격흡수를 위하여 압력상승이 완만한 어큐뮬레이터 스트로크 구간에서 이루어지도록 하고 있다. 따라서, 그림에서 보는 바와 같이 가운데 구간인 어큐뮬레이터 구간에서 PCSV의 제어입력 0 A와 1 A일 때의 압력범위가 변속시 제어 가능한 압력범위라는 것을 알 수 있다. 클러치/브레이크의 분리압력은 변속신호와 동시에 급격히 빠지고 있으며, 변속이 시작하는 어큐뮬레이

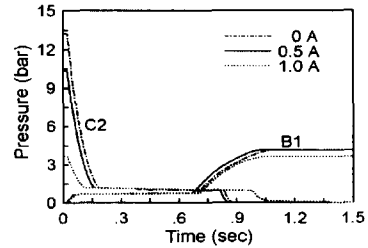
터 구간 전에서는 이미 분리압력에 의하여 클러치/브레이크가 분리되어, 분리되는 클러치/브레이크와 접촉되는 클러치/브레이크 사이에 오버랩(overlap) 현상이 일어나지 않음을 알 수 있다. 또한 2→3단일 경우 다른 변속단에 비하여 제어가능한 압력범위가 크고 압력수준이 커서 제어성능이 우수하리라 판단된다.

4.4 주행 시뮬레이션

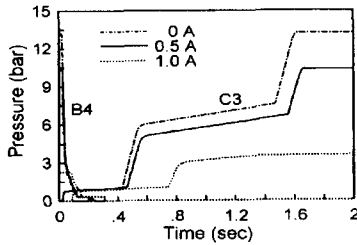
Fig. 14는 본 연구에서 제시된 변속기 동적 모델을 사용하여 드로틀 전개도 상태에서 1단에서 4단까지 주행한 응답특성을 나타낸 그림이다. 그림에서 보는 바와 같이 시뮬레이션결과는 문헌에 나와 있는 자동변속기 장착차량의 실차 변속과도특성⁽¹³⁾과 유사한 경향을 보여준다. 또한, 변속은 압력상승률이 완만한 어큐뮬레이터 구간에서 이루어지며, 이때 급격한 과도토크가 발생함을 알 수 있으며,



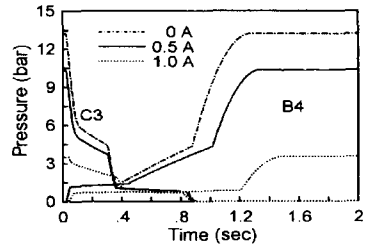
(a) 1 → 2 shift



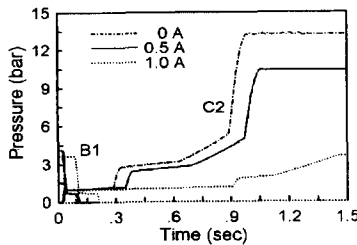
(a) 4 → 3 shift



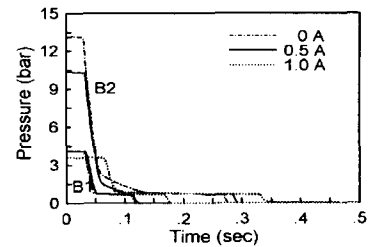
(b) 2 → 3 shift



(b) 3 → 2 shift



(c) 3 → 4 shift



(c) 2 → 1 shift

Fig. 12 Pressure profiles at upshift (simulation).

Fig. 13 Pressure profiles at downshift (simulation).

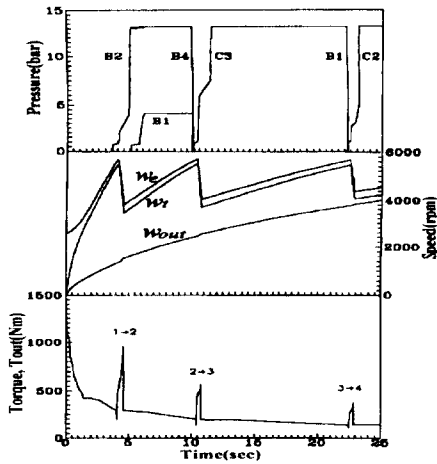


Fig. 14 Driving simulation of the vehicle (at full throttle).

이로 인하여 엔진 (W_e) 및 토크컨버터의 속도 (W_t)가 급격히 감소함을 보여주고 있다. 본 연구의 시뮬레이션에서 나타난 변속과도토크는 순수한 유압회로의 기계적 제어에 의해 나타난 결과이며, 실제로는 변속시 PCSV에 의하여 어큐뮬레이터의 제어압력 범위 내에서 좀 더 세밀하게 압력을 제어하여 변속과도토크를 감소시키고 있다.

5. 결 론

자동변속기의 유압시스템은 매우 복잡하여 해석이 용이하지 않다. 본 연구에서는 본드그래프를 이용하여 자동변속기 유압시스템과 동력전달계에 대한 체계적인 모델링을 수행하였으며, 실험과 시뮬레이션을 통하여 변속과도특성을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 유압제어 시스템의 압력제어전자밸브(PCSV)의 제어입력 변화에 따른 라인압력의 응답특성이 매우 빠르고, 작동구간에서의 정상상태 응답특성이 선형적이어서, PCSV 제어입력에 의하여 용이하게 클러치 압력제어가 가능함을 보였다.
- (2) 변속시 압력과도특성은 어큐뮬레이터가 있을 경우, 클러치 스트로크 구간, 어큐뮬레이터 스트로크 구간, 최종 압력형성 구간의 3구간으로 구분되어 나타났으며, 변속시 충격흡수를 위하여 어큐뮬레이터 구간에서 변속이 이루어짐을 알 수 있었다. 또한 PCSV의 제어입력 변화에 따른 어큐뮬레이터 구간에서의 압력변화 폭이 넓고 압력수준이 클 수

록 변속제어가 용이해진다.

(3) 제시된 유압시스템의 동적 모델을 이용한 시뮬레이션결과는 실험결과와 비교적 잘 일치하였으며, 시뮬레이션을 통하여 유압회로의 설계변경에 대한 유압요소의 동적 거동 및 압력 과도특성을 예측할 수 있다.

(4) 제시된 변속기 전체의 동적 모델링을 사용하여 시뮬레이션한 주행 응답특성 결과는 문헌에 나와 있는 자동변속기 장착차량의 실차 변속과도특성과 유사한 경향을 보여주었으며, PCSV에 의한 압력제어를 한다면 변속과도토크의 크기를 감소시킬 수 있으리라 판단된다.

후 기

이 연구는 통상산업부에서 지원한 차세대자동차 기술개발 연구의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사료를 드립니다.

참고문헌

- (1) Karmel, A. M., 1986, "Dynamic Modeling and Analysis of the Hydraulic System of Automotive Automatic Transmissions," *Proc. of ACC*, pp. 273~278.
- (2) Tadashi, K., Kunihiro, I., Yutaka, T., Takao, T. and Takuji, T., 1990, "Toyota ECT-i a New Automatic Transmission with Intelligent Electronic Control System," *SAE 900550*.
- (3) Karnopp, D. C., Margolis, D. L. and Rosenberg, R. C., 1990, *System Dynamics: A Unified Approach*, 2nd edition John Wiley & Sons, Inc..
- (4) Barnard, B. W. and Dransfield, P., 1977, "Predicting Response of a Proposed Hydraulic Control System Using Bond Graphs," *Trans. of the ASME J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, pp. 1~8.
- (5) 장효환, 김성원, 전윤식, 1994, "자동변속기 유압제어/클러치 시스템의 모델링 및 동특성 해석," 제2회 G7 차세대 자동차 기술 Workshop, pp. 232~235.
- (6) 장효환, 김성원, 전윤식, 1995, "자동변속기 유압제어/클러치 시스템의 과도특성 해석 및 변속제어 알고리즘 개발," 제3회 G7 차세대 자동

- 차기술 Workshop, pp. 244~247.
- (7) 전윤식, 1995, "자동변속기 변속 과도특성 해석 및 자기학습 알고리즘을 이용한 변속제어기 설계," 박사학위논문, 고려대학교, 서울.
- (8) Narita, Y., 1991, "Improving Automatic Transmission Shift Quality by Feedback Control with a Turbine Speed Sensor," *SAE* 911938.
- (9) Hiramatsu, T. and Naruse, T., 1986, "Shift Quality Control of an Electronically Controlled Four Speed Automatic Transmission," *SAE* 865149.
- (10) Cho, D. and Hedrick, J. K., 1989, "Automotive Powertrain Modeling for Control," *Trans of ASME*, Vol. 111, pp. 568~576.
- (11) Karmel, A. M., 1986, "A Methodology for Modeling the Dynamics of the Mechanical Paths of Automotive Drivetrains with Automatic Step Transmissions," *Proc. of ACC*, pp. 279~284.
- (12) Jamzadeh, F., 1992, "Dynamic Simulation Modelling For Heavy Duty Automatic Transmission Control Development," *SAE* 922441.
- (13) Martin, B., 1993, "42LE Electronic Four Speed Automatic Transaxle," *SAE* 930671.