

자동변속기 클러치 시스템의 동특성 해석

김주환* · 김현수**

(1995년 1월 9일 접수)

Dynamic Characteristics of Clutch System for an Automatic Transmission

J. H. Kim and H. S. Kim

Key Words : Pressure Control Solenoid Valve(압력제어 솔레노이드 밸브), Check Ball(체크 볼), AT(자동변속기), Clutch Piston(클러치 피스톤)

Abstract

In this paper, dynamic characteristics of an AT clutch system were investigated considering the dynamics of check ball and hydraulic control valves. Dynamic model of a pressure control solenoid valve (PCSV) was obtained by Bondgraph and permeance method. Also, the clutch piston and check ball dynamics were modeled by considering the effect of centrifugal force of the oil entrapped in the clutch chamber. In order to validate the dynamic models obtained, plunger displacement of PCSV and pressure response of the clutch supply lines were compared with the available experimental data, which were in good accordance with the numerical results. Using the dynamic model of the clutch system, simulations were performed to investigate the effect of the rotational speed on the response of clutch cylinder pressure, clutch piston and check ball displacement, and oil flow rate into the cylinder and flow rate out of the check valve.

1. 서 론

최근 자동차는 조작의 용이성과 운전의 쾌적성에 대한 요구에 따라 자동변속기에 대한 선호도가 높아지고 있으며 자동변속기 장착률은 세계적으로 증가하고 있다. 국내의 자동변속기 장착률은 승용차의 경우 출고차량의 약 40%로 최근 급격한 증가추세에 있으며 이에 따라 자동변속기 국내 설계기술 확보 및 성능 향상에 대한 필요가 크게 증대되고 있다.

자동변속기는 여러 개의 클러치와 브레이크의 조합으로 유성치차열의 변속비를 정하여 출력속도를 변화시키는 것이며 이 때 클러치는 습식 다판 클러

치로서, 유압제어기구와 전자제어기구에서 압력을 공급 또는 배출시킴으로써 작동된다.⁽¹⁾ 클러치 내의 공급압력이 적절히 조절되지 않으면 변속이 부드럽지 못하고 충격이 발생한다.^(2~4) 이와 같은 변속시에 발생하는 불쾌한 충격, 이상음을 줄여 변속질(shifting quality)을 향상시키기 위해서는 자동변속기내의 클러치가 적정시간에 부드럽게 연결, 해방될 수 있어야 한다. 특히 클러치 해방시 클러치 실린더의 잔류유압을 빠른 시간 안에 제거하지 않으면 클러치가 고속으로 회전할 때 클러치 내의 잔류유압에 의한 원심력의 영향으로 클러치 피스톤이 리턴되지 않아 클러치가 타버리거나 기어가 파손되는 결과를 초래하기 때문에 치명적인 자동변속기 결함의 원인이 된다. 따라서 클러치를 해방시킬 때 잔류유압에 의한 영향을 제거하기 위해 클러치 피스톤에 체크밸브(check valve)를 설치하여 잔류유

*성균관대학교 대학원

**회원, 성균관대학교 기계공학과

압에 의한 클러치 해방지연 시간을 최소화하고 있다.

클러치 시스템 거동을 해석하기 위해서는 클러치 및 체크밸브의 동특성뿐만 아니라 유압제어밸브의 특성을 정확히 알아야 하지만 이에 대하여는 선진 자동차 각사의 핵심기술로서 발표된 연구결과가 극히 제한되어 있다. Kato 등⁽⁴⁾은 체크밸브의 작동특성을 분석하기 위하여 체크밸브 주위의 오일 유동과 압력분포를 관찰할 수 있는 실험장치를 제작하고 코리올리의 힘의 작용으로 체크밸브의 바로 앞에 생성되는 와류가 압력손실과 밸브 닫힘 압력을 높게 되는 원인을 실험적으로 밝혀 내었다.

자동변속기 클러치 거동특성에 대한 국내 연구는 시작단계에 머물러 있었으나 최근 들어 연구가 활발히 진행되고 있다. 김현진 등⁽⁵⁾은 체크볼 주위의 유체유동과 이에 의한 유체력을 고려하여 클러치 피스톤과 체크볼의 거동특성을 해석하고 체크밸브에서 압력강하를 해석하였다. 그러나 유압제어 밸브 특성을 무시하였기 때문에 각 밸브의 응답특성에 따른 시간지연 및 클러치 실린더 내의 압력변화가 고려되지 않았다. 김성원 등⁽⁶⁾은 자동변속기 클러치의 각 마찰요소를 모델링하고 클러치 판들 사이에 발생하는 점성 토크, 발생열과 관에서의 온도 분포에 대한 이론적 해석을 수행하여 클러치에 작용하는 압력을 구하였으나 유압제어 밸브의 특성이 정확히 포함되지 않고 클러치 회전속도의 영향을 고려하지 않았다.

따라서 본 연구에서는 유압제어밸브 및 체크밸브를 포함한 클러치 시스템의 거동특성을 해석하여 자동변속기 클러치 설계 기초자료를 획득하고자 한다.

2. 압력제어 솔레노이드 밸브 특성해석

2.1 클러치 유압제어 시스템 작동원리

Fig. 1에 클러치 유압제어 시스템의 개략도가 도시되어 있다. 클러치 해방시 유압제어 시스템의 작동원리는 다음과 같다. 전자제어기구의 작동으로 압력제어 솔레노이드 밸브(pressure control solenoid valve : PCSV)가 ON 상태가 되면 라인 23b의 오일이 PCSV의 배출 포트를 통해 오일 탱크로 배출되고 이로 인해 라인 23b의 압력이 감압되어 압력제어 밸브(pressure control valve : PCV)의 플런저(plunger)가 우측 끝 단에서 좌측으로 이동한다.

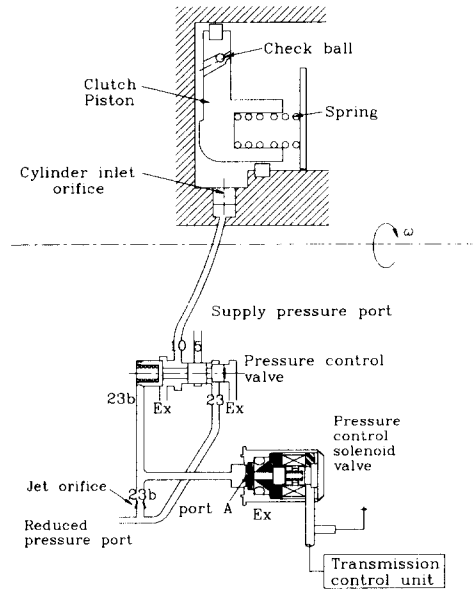


Fig. 1 Schematic diagram of clutch piston and valve body

PCV의 플런저가 좌측으로 이동하면 포트 5가 막히게 되어 라인 5에서 포트 10으로 흘러가는 유량이 없어지고 배출 포트가 열리면 클러치 실린더 내의 오일이 라인 10을 따라서 포트 10을 거쳐 배출 포트를 통해 오일탱크로 배출된다. 클러치 실린더 내의 유량이 빠져나감에 따라 실린더 내의 압력에 의한 힘이 스프링력보다 작아지면 클러치 피스톤은 좌측으로 이동한다. 이 때 클러치 실린더 내에 남아 있는 오일의 원심력에 의한 힘이 스프링 반력보다 크면 클러치 피스톤은 이동하지 못하지만, 체크볼이 볼 캡슐 내에서 좌측으로 이동하고 체크밸브가 열리면 오일이 체크밸브를 통해 방출되고 잔류 오일에 의한 원심력이 감소하여 클러치는 해방된다. 클러치 결합시에는 PCSV가 OFF 상태가 되고 PCV와 클러치 피스톤은 해방시와 반대로 작동된다.

2.2 PCSV의 모델링

Fig. 2에 PCSV의 구조가 도시되어 있다. 전자제어기구에 의해 솔레노이드 밸브 코일에 전류가 가해지면 코일 주위에는 자속(flux)이 발생하며 자속이 가이드 철심, 플런저, 코어로 흘러 코어와 플런저, 플런저와 가이드 철심 사이의 공극(air gap)에 자기에너지가 축적된다.

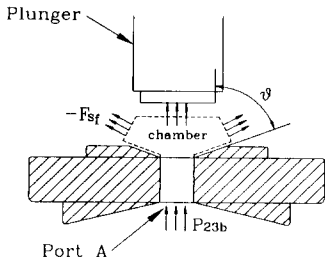
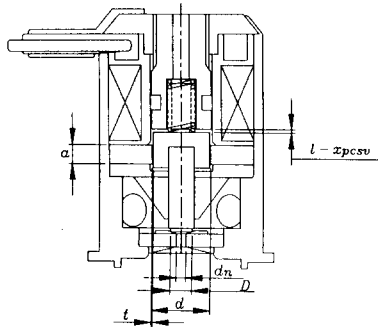


Fig. 2 Pressure control solenoid valve

Fig. 3(a)에 PCSV의 본드그래프 모델이 나와 있다. 전자제어기구에에서 공급된 전압 $E(t)$ 에 의하여 여자된 전류는 저항 R 을 지나 코일에서 기자력(magnetomotive force) M 과 동시에 전자력 F_m 을 발생시킨다. 전자력 F_m 은 공극에 저장되는 자기 에너지를 플런저 위치에 대하여 미분하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$F_m = \frac{\partial U}{\partial x} \quad (1)$$

여기서, 자기에너지 $U = 1/2 R \varphi^2$ 이며 φ 는 자속이다. 공극의 자기에너지는 자속 φ 와 공극의 간격 $l - x_{pcsv}$ 의 함수이며 이것은 C 필드(field)로 모형화하였다. 전자기력을 이용한 기구의 특성을 알기 위해서는 자계의 해석이 중요하다. 본 연구에서는 가정자로법(permeance method)에 의하여 기자력 M 을 구하였다. 외부에서 전류를 공급함으로써 발생하는 공급기자력은 코일의 권선수 N 과 전류 I 의 곱으로 표시되며 공급기자력과 소모기자력은 같아야 하므로 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} M &= NI = M_c + M_g \\ &= \sum HI + R_g \varphi \\ &= \sum \frac{l_i}{\mu_i A_i} \varphi + \left(\frac{l}{\mu_o a \pi d} + \frac{l - x_{pcsv}}{\mu_o A_g} \right) \varphi \\ &= R \varphi \end{aligned} \quad (2)$$

여기서, M_c 는 PCSV 금속부위의 소모기자력, M_g 는 플런저 공극에서의 소모기자력, H 는 자계강도(magnetic field intensity), R_g 는 공극의 자기저항(magnetic reluctance)으로 표시된다. A_g 는 코어와 플런저 사이에서 자속이 통과하는 면적, l_i 는 자속의 통과 길이, μ 는 매질의 투자율(permeability), μ_o 는 자유공간에서의 투자율, l 는 가이드 철심과 플런저 사이의 공극, a 는 가이드 철심의 두께, d 는 가이드 철심의 안지름이다.

Fig. 3의 본드그래프 모델과 식 (2)의 관계에서 자속해교수 λ 에 대한 상태방정식을 구할 수 있다.

$$\dot{\lambda} = E(t) - R_e \frac{R}{N^2} \lambda \quad (3)$$

Fig. 3(a)의 본드그래프에서 라인 23b에서의 압력 P_{23b} 와 PCSV 출구 챔버(chamber)의 압력 $P_{chamber}$ 에 대한 상태방정식은 유량관계식에서 다음과 같이 구할 수 있다.

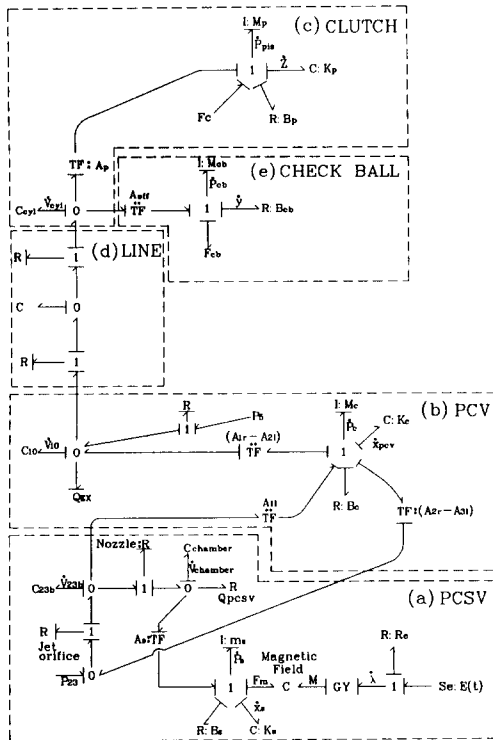


Fig. 3 Bondgraph model of clutch piston and valve body

$$\begin{aligned} \dot{P}_{23b} &= -\frac{1}{C_{23b}} \left\{ A_o C_{do} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{23} - P_{23b})} \right. \\ &\quad \left. - A_{ch} C_{dn} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{23b} - P_{chamber})} - A_{11} v_c \right\} \quad (4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{P}_{chamber} &= \frac{1}{C_{chamber}} \left\{ A_{ch} C_{dn} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{23b} - P_{chamber})} - A_s \frac{P_s}{m_s} \right. \\ &\quad \left. - C_{ac} \pi D \sin \theta x_{pcsv} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{chamber}} \right\} \quad (5) \end{aligned}$$

여기서, C_{23b} 는 라인 23b 오일의 컴플라이언스로 C_{23b} 는 라인 23b의 체적 v 를 체적탄성계수(bulk modulus) β 로 나눈 값이다. ρ 는 작동유의 밀도, A_o 는 제트 오리피스 단면적, C_{do} 는 제트 오리피스에서의 유량계수(discharge coefficient), A_{ch} 는 포트 A의 입구 오리피스 단면적, C_{dn} 는 포트 A의 입구 오리피스의 유량계수, A_s 는 PCSV 플런저 끝 단의 단면적, $C_{chamber}$ 은 PCSV 챔버 오일의 컴플라이언스, D 는 PCSV 플런저 끝단의 직경이다. A_{11} 은 PCV 플런저의 좌측면적, v_c 는 PCV 플런저의 속도이다. v_c 는 PCV 동특성에서 구해지며 PCV 상태방정식은 PCV 플런저의 위치에 따라 달리 구해져야 한다. 여기서는 전연구⁽⁹⁾의 결과를 이용하였다.

PCSV 플런저의 선형운동량 P_s 는 PCSV 플런저에 작용하는 힘의 평형관계식에서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{P}_s &= P_{chamber} A_s - K_s (x_{s0} + x_{pcsv}) - B_s \frac{P_s}{m_s} \\ &\quad + \frac{\lambda^2}{2\mu A_g N^2} + F_{sf} \quad (6) \end{aligned}$$

여기서, K_s 는 PCSV에서 스프링 상수, x_{s0} 는 PCSV 스프링의 초기 압축량, B_s 는 감쇠계수(damping coefficient), m_s 는 PCSV 플런저 질량이다. F_{sf} 는 PCSV 노즐에서 오일이 빠져나갈 때 플런저가 받는 유체력으로 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} F_{sf} &= \frac{\pi}{2} C_{dn} d_n^2 (P_{23b} - P_{chamber}) \\ &\quad - C_{ac} \pi D \sin \theta \cos \theta x_{pcsv} P_{chamber} \quad (7) \end{aligned}$$

여기서, d_n 는 노즐의 지름, C_{dn} 는 노즐에서 분출시 유량계수, θ 는 노즐에서 오일이 빠져나갈 때의 분출각도를 나타낸다.

PCSV의 변위 x_{pcsv} 에 대한 상태방정식은 Fig. 3(a)의 본드그래프에서 다음과 같이 구해진다.

$$\dot{x}_{pcsv} = \frac{P_s}{m_s} \quad (8)$$

2.3 PCSV의 응답특성

PCSV의 응답특성을 검토하기 위하여 Fig. 1의 유압시스템에서 PCV를 블록시키고 수치해석을 수행하였다. 이 때 PCV의 플린저는 고정되어 있으며 따라서 듀티율에 대한 PCSV의 특성만을 고찰하였다.

Fig. 4는 PCSV의 공급전압과 플린저 변위 x_{PCSV} 를 도시한 것이다. 수치해석에서 듀티율은 50%이며 반송주파수(carrier frequency)는 35 Hz이다. 입력 전압은 3.5 msec 동안 12 V를 가하고 이후에는 2.5 V가 공급된다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 플린저 변위는 입력전압에 대하여 약간의 응답지연을 보이지만 최대변위 0.3 mm까지 열렸다 달리는 응답을 보인다. 플린저 변위가 약간의 응답지연을 보이는 것은 전자석에 전압을 걸어 주면 전류가 일정한 값에 도달하기까지 코일의 인덕턴스(inductan-

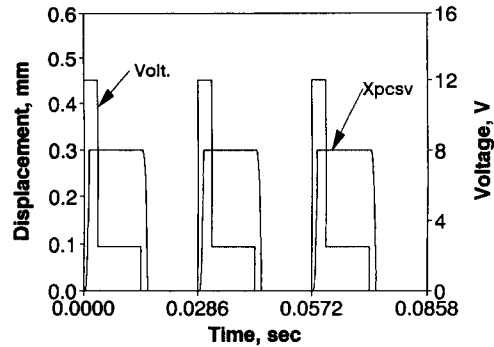


Fig. 4 Response of PCSV plunger displacement and supply voltage at duty ratio 50%

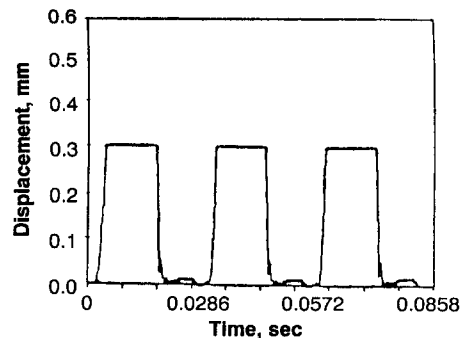


Fig. 5 Experimental result of PCSV plunger displacement

ce)에 의한 응답 때문이며, 전압을 끊을 경우에도 같은 현상이 발생한다.

Fig. 4의 수치해석결과를 검증하기 위하여 기존 연구의 실험결과와 비교하였다. Fig. 5는 유틸리티 50%, 반송주파수 35 Hz일 때 PCSV의 플런저 변위에 대한 실험결과이다.⁽⁸⁾ Fig. 4, Fig. 5에서 알 수 있듯이 수치해석 결과는 기존연구의 실험결과와 그 경향이 거의 유사하며 따라서 본 연구에서 구한 PCSV의 모델의 타당성을 검증할 수 있다. 실험결과에서 전압이 0일 때 미소한 플런저 변위가 발생하는 것은 플런저의 반발력 등에 기인한 것으로 생각되나 이 변위에 의한 유출유량은 시스템 응답에 거의 영향이 없다. 보다 정확한 자계해석을 위하여 유한요소 해석방법^(7,8)이 사용될 수도 있으나 이 방법은 PCSV와 연결된 동적 시스템과의 연계가 어렵고 매순간 유한요소해석을 수행하여야 하기 때문에 PCSV를 포함한 유압계의 동특성 해석에는 본 연구에서 사용한 본드그래프와 가정자로법이 유리하다고 생각된다.

3. 클러치와 체크볼 해석

자동변속기에서 클러치 피스톤에 설치된 체크볼은 클러치 실린더 내의 유압과 회전속도에 따라 여단힘이 결정되는 특성을 지니고 있다. 이러한 체크볼의 역할은 클러치 해방시 클러치 실린더 내의 원심력에 의한 잔류유압을 체크밸브의 오일분출을 통해 낮추어 클러치 해방을 도와주는데 있다. 본 연구에서는 클러치 피스톤과 체크볼의 거동특성을 위하여 다음과 같은 가정을 하였다.

- (1) 실린더 내의 오일유동은 무시한다. 즉 실린

더 내의 오일은 클러치와 일체로 회전한다.

- (2) 체크볼에 작용하는 와류(vortex)효과는 무시한다.

3.1 클러치 피스톤의 모델링

Fig. 6(a)에 클러치 피스톤의 자유물체도가 도시되어 있다. 피스톤에 작용하는 힘들로는 관성력, 클러치 실린더내의 유압에 인한 힘, 오일의 원심력, 스프링력, 피스톤에 끼워진 D-링에서 발생하는 마찰력 등이 있으며 클러치 피스톤의 동적모델은 Fig. 3(c)의 본드그래프로 표시할 수 있다.

Fig. 3(c)의 본드그래프 모델에서 클러치의 선형 운동량 P_{clutch} 에 대한 다음의 상태방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{P}_{clutch} = & (P_{cyl} - P_w)A_p + F_c - F_{spring} \\ & - B_p \frac{P_{clutch}}{M_p} \end{aligned} \quad (9)$$

여기서, P_{cyl} 는 실린더 입구 오리피스스의 압력, P_w 는 실린더 오리피스스에서 오일의 원심력에 의한 압력으로 $P_{cyl} - P_w$ 는 원심력에 의한 영향이 제외된 상대압력, 즉 피스톤 반경에 의존하지 않고 실린더 내 어디서나 동일한 압력을 나타낸다. F_{spring} 은 스프링 반력, F_c 는 유압실린더 내 유체의 원심력에 의한 힘으로 F_c 는 다음 식으로 표시된다.

$$\begin{aligned} F_c = & \iint_A P_w dA = \iint_A \frac{\rho r^2 \omega^2}{2} dA \\ = & \frac{\rho \pi \omega^2}{4} (R_{out}^4 - R_{in}^4) \end{aligned} \quad (10)$$

Fig. 3(d)는 클러치 피스톤과 공급라인의 본드그래프 모델이다. 본드그래프(Fig. 3(d))에서 클러치

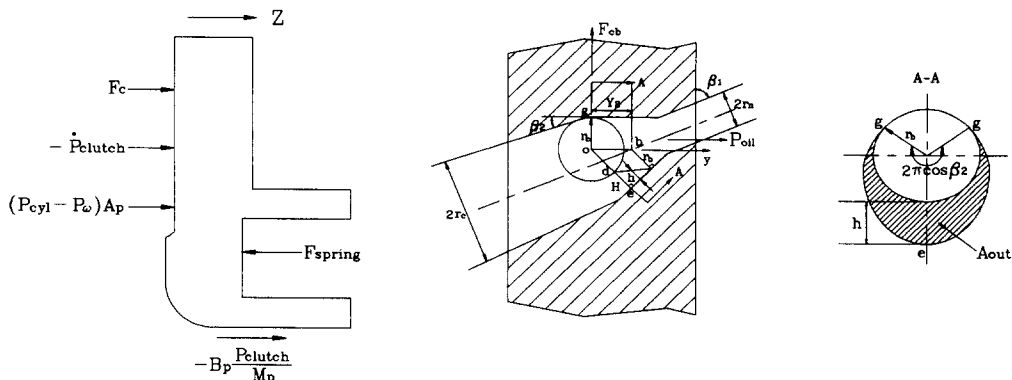


Fig. 6 Free body diagram of (a) clutch piston, (b) check ball and (c) passage area

실린더 입구 오리피스스의 압력 P_{cyl} 은 실린더 내로 들어온 오일의 양, 클러치 피스톤의 이동으로 인한 체적 변화량에 의한 유량과 체크밸브를 통하여 빠져나가는 유량의 차에 의하여 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{P}_{cyl} = \frac{1}{C_{cyl}} \left\{ Q_{in} - A_p \frac{P_{clutch}}{M_p} - Q_{out} \right\} \quad (11)$$

여기서, C_{cyl} 은 실린더내 오일의 컴플라이언스, Q_{in} 과 Q_{out} 은 각각 클러치 실린더 내로 유입되는 유량, 체크밸브로 유출되는 유량으로서 다음 식으로 표시된다.

$$Q_{in} = C_{in} A_{in} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_t - P_{cyl})} \quad (12)$$

$$Q_{out} = C_{out} A_{out} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(P_{cyl} - P_{\omega} + \frac{\rho \omega^2 R_o^2}{2} \right)} \quad (13)$$

여기서, C_{in} , C_{out} 은 각각 클러치 오리피스 및 체크 밸브의 유량계수이다. C_{out} 은 실험적으로 구한 값을 사용하였다.⁽¹⁰⁾ A_{in} 은 클러치 오리피스 면적으로 $A_{in} = \frac{\pi}{4} R_o^2$ 로 표시된다. A_{out} 은 체크 밸브의 유출면적으로 Fig. 6에서 다음과 같이 구할 수 있다.

$$A_{out} = \pi \cos \beta_2 \left(r_b h + \frac{h^2}{3} \right) \quad (14)$$

여기서, $h = (Y_2 - y) \sin(2\beta_2)$ 이고 Y_2 는 체크볼이 움직일 수 있는 최대거리로서 $Y_2 = (r_c - r_b) / \sin \beta_2$ 로 표시된다. 피스톤의 변위 Z 는 Fig. 3(c)의 본드그래프에서 다음과 같이 구해진다.

$$\dot{Z} = \frac{P_{clutch}}{M_p} \quad (15)$$

3.2 체크볼의 모델링

Fig. 6(b)에 체크볼의 자유물체도가 도시되어 있다. 체크볼의 동적모델은 Fig. 3(e)의 본드그래프로 표시할 수 있다. Fig. 3(e)의 본드그래프 모델로부터 체크볼의 상태방정식을 구하면 아래와 같다.

$$\begin{aligned} \dot{P}_{cb} &= P_{oit} \cos \beta_2 - F_{cb} \cos(180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)) \\ &\quad - B_{cb} \frac{P_{cb}}{M_{cb}} \end{aligned} \quad (16)$$

$$\dot{y} = \frac{P_{cb}}{M_{cb}} \quad (17)$$

여기서, P_{oit} 은 체크볼에 작용하는 유체력⁽⁵¹⁾이다. 체크볼에 작용하는 유체력을 정확히 구하려면 와류

(vortex flow)효과를 고려한 전산유체역학적인 접근이나 또는 실험에 의존해야 하지만 본 연구에서는 유체력이 작용하는 유효 단면적의 개념을 도입하여 유체력을 다음과 같은 식으로 표시하였다.

$$P_{oit} = A_{eff} \left(P_{cyl} - P_{\omega} + \frac{\rho \omega^2 R_{bc}^2}{2} \right) \quad (18)$$

여기서, 체크볼에 작용하는 압력은 상대압력 $P_{cyl} - P_{\omega}$ 와 체크볼의 중양에 작용하는 원심력에 의한 압력의 합이다. 유효 단면적 A_{eff} 는 다음과 같이 표현할 수 있다.^(5,10)

$$A_{eff} = (A_{e1} - A_{e2}) \left(1 - \frac{y}{Y_2} \right)^{\frac{1}{5}} + A_{e2}$$

$$A_{e1} = \pi r_1^2, \quad r_1 = \frac{r_b}{2} (1 + \cos \beta_2)$$

$$A_{e2} = \pi r_2^2, \quad r_2 = r_b \cos \beta_2 \quad (19)$$

체크볼에 작용하는 원심력 F_{cb} 는 다음과 같이 표시된다.

$$F_{cb} = M_{cb} R_{bc} \omega^2 \quad (20)$$

4. 클러치 유압제어 시스템 수치해석

4.1 클러치 피스톤 해방시 응답특성

PCSV, PCV 및 클러치를 결합시킨 Fig. 1의 시스템에 대하여 클러치 피스톤과 체크밸브의 거동특성을 검토하기 위해 수치해석을 수행하였다. Fig. 7, Fig. 8은 클러치 피스톤의 회전수 2500 rpm에서 PCSV의 듀티율을 0%에서 100%로 변환시켰을 때, 즉 클러치 해방시의 수치해석 결과를 도시한 것이다.

Fig. 7은 (a) 라인 23b의 압력 P_{23b} 와 클러치 실린더 입구 오리피스스의 압력 P_{cyl} 및 (b) PCSV의 플런저 변위 x_{PCSV} 와 PCV의 플런저 변위 x_{PCV} 를 도시한 것이다. Fig. 7에서 P_{23b} 가 감소함에 따라 PCV 플런저의 변위가 감소하고 PCV 플런저의 변위가 2 mm 이하가 되면 PCV의 배출포트가 열려 클러치 실린더 내의 오일이 탱크로 빠지고 따라서 P_{cyl} 가 감소하게 된다. 0.175 MPa에서 P_{cyl} 의 감소 기울기가 급격히 변하여 P_{cyl} 가 서서히 감소하는 것은 클러치 피스톤이 이 압력에서 좌측으로 움직이기 시작하고 클러치 피스톤 이동으로 인한 클러치 실린더 내의 압력 증가량과 클러치에서 빠져나가는 유량에 의한 압력 강하량이 거의 비슷하기 때문이다. P_{cyl} 가 0.05 MPa에서 급격히 감소하는 것

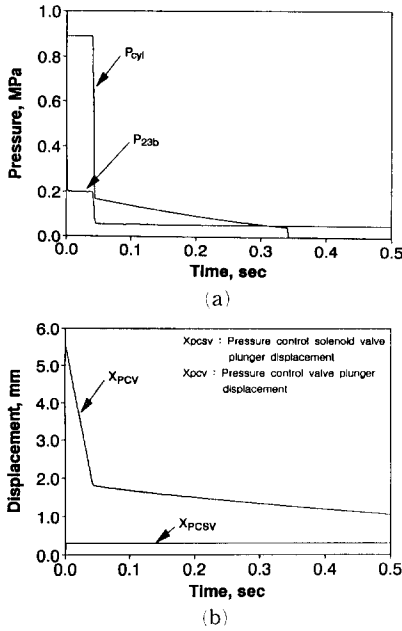


Fig. 7 Response of (a) pressure, (b) valve plunger displacement at 2500 rpm for 0 to 100% duty ratio

은 클러치 피스톤 변위 Z 가 그 지점에서 0이 되기 때문이다. (Fig. 8(a)) Fig. 7(b)에서 x_{PCSV} 는 뉴티올에 따라 0.0015 sec 동안 최대변위 0.3 mm까지 열리고 라인 23b에 차 있던 오일이 PCSV를 통하여 배출되므로 라인 23b의 압력 P_{23b} 가 강하하고 PCV의 플런저는 초기변위 5.5 mm에서 감소한다. x_{PCV} 의 변위가 1.75 mm에서 감소기울기가 변하는 것은 P_{23b} 의 압력이 0.05 MPa에서 정상상태를 이루기 때문이다.

Fig. 8은 (a) 클러치 피스톤의 변위 Z 와 체크볼의 변위 y 및 (b) 클러치 실린더 내로 유입되는 유입유량 Q_{in} 과 체크밸브를 통하여 유출되는 유출유량 Q_{out} 을 도시한 것이다. Fig. 8(a)에서 클러치 피스톤은 압력에 의한 힘이 스프링력보다 작아지는 시점부터 움직이며(약 0.045 sec) 체크볼은 체크볼에 작용하는 압력보다 체크볼의 원심력에 의한 힘이 커질 때 움직이기 시작한다. (약 0.34 sec) 그림에서 알 수 있듯이 체크볼은 클러치 피스톤이 이동을 멈춘 뒤 즉 클러치 피스톤이 좌측으로 밀착된 후에 열리기 시작한다. 그러므로 2500 rpm에서는 클러치 피스톤의 리턴을 돕기 위하여 설치한 체크볼 원래의 역할을 하지 못한다. 그러나 PCSV의

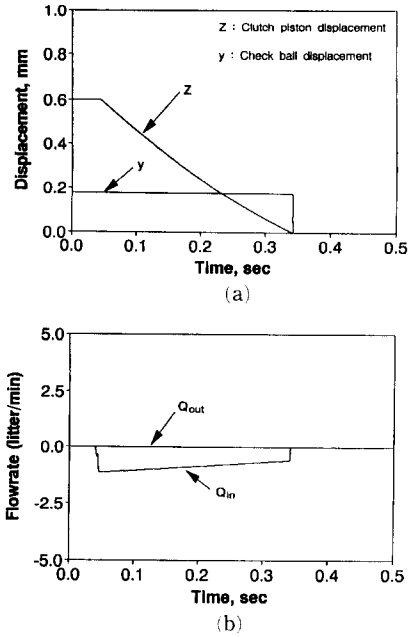


Fig. 8 Response of (a) clutch piston and check ball displacement, (b) flow rate at 2500 rpm for 0 to 100% duty ratio

유압제어에 따라 클러치가 원만하게 이동하므로 클러치 작동에는 문제가 없다. Fig. 8(b)에서 클러치 실린더의 유입유량 Q_{in} 은 오일이 클러치 실린더 내 압력과 공급라인 압력의 차이에 의하여 빠져나가므로 음(-)의 부호를 가지며 클러치 실린더 내의 압력이 0(gage pressure)이 되면 Q_{in} 은 0이 된다. 체크밸브를 통한 유출유량 Q_{out} 은 체크볼이 열리기 전에 클러치 실린더 내의 오일이 Q_{in} 에 의하여 모두 빠져나가 체크밸브가 열려도 Q_{out} 은 존재하지 않는다.

Fig. 9는 클러치 피스톤의 회전수 4500 rpm일 때 클러치 해방시의(듀티율 0%에서 100%) 수치해석 결과를 도시한 것이다. 4500 rpm일 때의 압력 및 PCSV와 PCV 플런저 변위는 2500 rpm의 응답과 경향이 유사하기 때문에 여기서는 클러치 피스톤과 체크볼 변위 및 유량 Q_{in} 과 Q_{out} 에 대한 결과만을 도시하였다.

Fig. 9(a)에서 클러치 피스톤은 압력에 의한 힘이 스프링력보다 작아지는 시점부터 움직인다. (약 0.056 sec) 0.265 sec에서 클러치 피스톤의 변위가 급격히 감소하는 것은 체크볼의 영향 때문이다. 체크볼은 체크볼에 작용하는 압력에 의한 힘보다 체

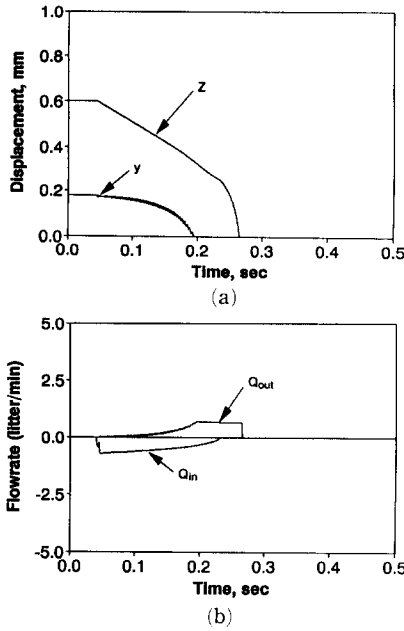


Fig. 9 Response of (a) clutch piston and check ball displacement, (b) flow rate at 4500 rpm for 0 to 100% duty ratio

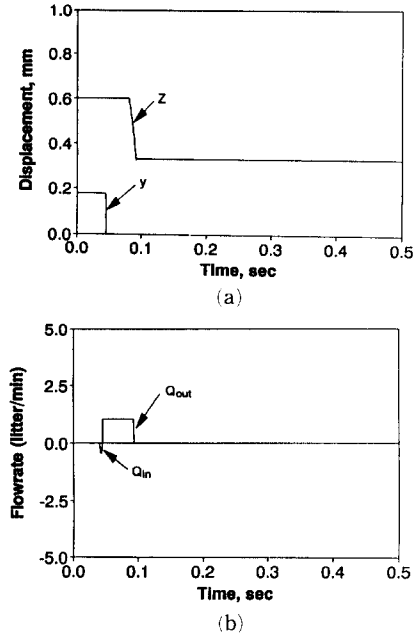


Fig. 10 Response of (a) clutch piston and check ball displacement, (b) flow rate at 7000 rpm for 0 to 100% duty ratio

크볼의 원심력에 의한 힘이 커지는 0.052 sec에서 움직이기 시작하고 0.2 sec에서 완전히 열린다. 체크밸브가 완전히 열리면 체크 밸브를 통하여 배출되는 오일의 양 Q_{out} 이 증가한다(Fig. 9(b)), Fig. 8의 2500 rpm 결과와 비교해 보면 원심력이 3.2배 정도 커지므로 클러치 이동 속도가 줄어들고 그 사이에 클러치 실린더 내의 오일압력은 0으로 감소한다. 압력이 감소하면 체크볼은 원심력의 영향으로 열리고 클러치 실린더 내의 오일은 체크 밸브를 통하여 배출되어 원심력이 작용하는 피스톤 면적이 감소하므로 2500 rpm보다 전체 리턴 시간은 짧아진다. 따라서 회전수 4500 rpm일 때 체크볼은 클러치 실린더 내의 오일을 배출하여 클러치 피스톤이 열리는데 중요한 역할을 하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 10은 클러치 회전수 7000 rpm에서 클러치 해방시의 수치해석 결과를 도시한 것이다. Fig. 10(a)에서 클러치 피스톤은 원심력의 영향으로 초기 지연 시간이 길어지나 체크밸브 하단의 오일이 체크 밸브를 통하여 배출되면 클러치 실린더 내의 오일체적이 감소하여 원심력이 작용하는 클러치 면적이 급격히 줄어든다. 그러므로 클러치 피스톤은

스프링 반력에 의해 좌측으로 순식간에 이동한다. 클러치 피스톤이 0 mm까지 완전히 이동하지 않은 것은 체크밸브를 빠져나가지 못하고 체크밸브 상단에 존재하는 잔류오일의 원심력에 의한 힘과 스프링력이 $Z=0.32$ mm에서 균형을 이루기 때문이다. Fig. 10(b)에서 유입유량 Q_{in} 과 유출유량 Q_{out} 을 비교하면 Q_{out} 이 Q_{in} 보다 많은 양이 배출됨을 알 수 있다.

Fig. 9, Fig. 10의 체크 밸브를 통한 유출유량 Q_{out} 의 계산에서 체크볼 주위의 와류효과를 고려한다면 실제 유출유량은 이보다 작을 것으로 생각된다. 와류효과에 의한 체크볼 인접 주위의 압력은 주변압력보다 낮아진다고 보고되어 있으며^(4,5) 따라서 체크 밸브의 압력 차이 감소에 의해 실제 유출유량은 와류효과를 무시한 경우에 비하여 감소할 것으로 기대된다.

Fig. 11은 클러치 해방시 클러치 피스톤이 이동하기 시작하는 압력을 도시한 것이다. Fig. 11에서 알 수 있듯이 클러치 피스톤의 회전수가 증가할수록 원심력의 영향이 커지게 되므로 클러치 피스톤이 이동하기 시작하는 압력은 낮아진다. 5500 rpm 부터는 클러치 실린더 내의 압력이 거의 0이 되어

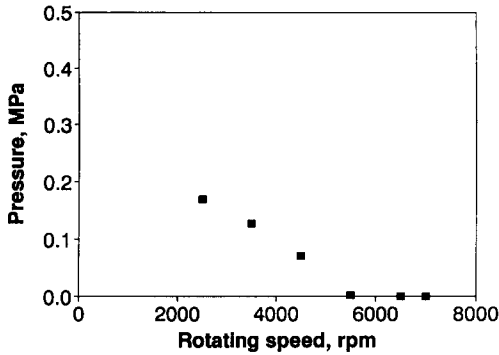


Fig. 11 Clutch piston moving pressure vs. rotating speed

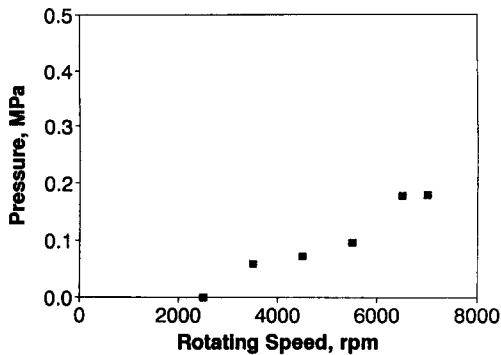


Fig. 12 Check ball moving pressure vs. rotating speed

야 피스톤이 움직이기 시작한다.

Fig. 12는 체크볼이 열리게 되는 압력을 도시한 것이다. 체크볼에 작용하는 원심력은 클러치 피스톤의 회전수가 증가할수록 증가한다. 그러므로 클러치 피스톤의 회전수가 증가할수록 체크볼이 열리는 압력은 높아진다. 클러치 실린더 내의 압력이 일정하다면 체크볼에 작용하는 원심력은 회전수의 제곱에 비례하므로 체크볼이 움직이기 시작하는 압력은 포물선 형태로 증가하여야 하지만 Fig. 12에서 볼 수 있듯이 체크볼 이동 개시 압력은 포물선 형상이 아니다. 이것은 클러치 피스톤의 이동으로 인한 실린더 내의 압력 변화 때문이다.

4.2 실험결과와의 비교 및 고찰

앞서 유도된 PCSV, PCV 및 클러치 시스템의 모델을 검증하기 위하여 실험결과와 비교하였다. 실험결과는 H사에서 수행된 것으로 앞서 모델링된 시스템 외에 킥다운 서보 클러치(kick down servo clutch: K/D)가 포함된 시스템에 대한 것이다. 따

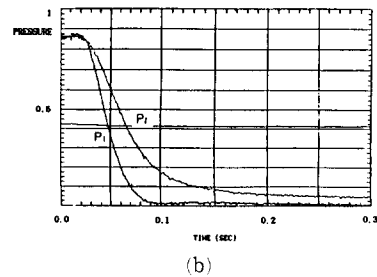
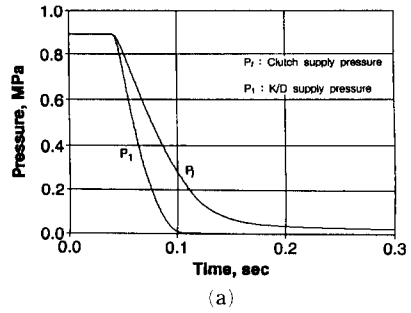


Fig. 13 (a) Simulation result and (b) experimental result of clutch supply pressure and K/D supply pressure

라서 본 연구에서는 K/D를 추가하여 본드그래프 로 모델링하고 수치해석 결과와 실험결과를 비교하였다.

Fig. 13(a)는 클러치 피스톤 회전수가 2500 rpm, 듀티율 0%에서 100%일 때 PCSV, PCV 및 클러치와 K/D가 포함된 유압시스템에 대한 수치해석 결과이며 Fig. 13(b)는 실험결과이다. 실험은 클러치 실린더로 공급되는 라인에서의 압력과 K/D로 공급되는 라인에서의 압력을 측정된 결과이다. Fig. 13의 수치해석 결과와 실험결과를 비교해 보면 각 압력의 초기지연 시간과 정상상태로 도달하는 시간은 다소 차이가 있지만 그 경향이 거의 유사함을 알 수 있다. 보다 정확한 검증을 위해서는 이 밖에도 클러치 피스톤의 변위와 체크볼의 변위, 실린더 내의 압력, 클러치 실린더로 유입되는 유량과 체크밸브로의 유출유량 등을 비교할 수 있는 실험자료가 필요하나 이는 자동변속기 관련 핵심기술로서 공개된 것이 거의 없다.

4.3 체크밸브 설계인자에 대한 응답특성 고찰

체크밸브의 설계인자로써는 체크밸브의 위치, 체크볼의 질량, 체크밸브 오리피스 크기, 밸브의 각도

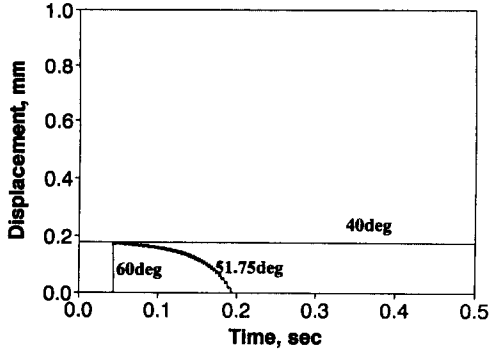


Fig. 14 Check ball movement for various angle β_2 at 4500 rpm

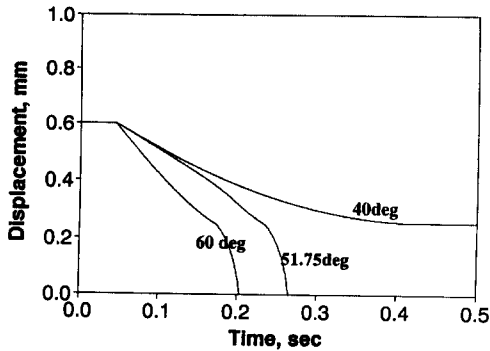


Fig. 15 Clutch piston movement for various angle β_2 at 4500 rpm

등이 있다. 여기서는 체크밸브의 설계인자 중 원심력에 가장 큰 영향을 미치는 체크밸브의 각도에 대한 클러치의 응답특성 변화를 고찰하였다. Fig. 14, Fig. 15는 클러치 회전수 4500 rpm에서 체크밸브의 각도 β_2 (Fig. 6 참조)에 대한 체크볼과 피스톤 변위의 수치해석 결과를 도시한 것이다. 이 때 체크밸브의 각도 중에서 β_1 은 일정하게 유지하고 β_2 를 변화시켜 수치해석을 수행하였다. Fig. 14, Fig. 15에서 알 수 있듯이 β_2 의 각도가 커질수록 체크볼은 닫혀있는 상태에서($y=0.179$ mm) 최대로 열리는 상태($y=0$)까지 움직이는 시간과 피스톤이 리턴되는 시간이 짧아진다. 그 이유는 식 (15)에서 β_2 가 커짐에 따라 $\cos\beta_2$ 의 값은 작아져 압력에 의한 영향은 줄어들고 $\cos(180^\circ - (\beta_1 + \beta_2))$ 값은 커지게 되어 원심력에 의한 영향이 증가하여 체크볼의 움직임이 빨라지기 때문이다. 체크밸브가 빨리 열리므로 같은 시간에 체크밸브를 통하여 빠져나가는 유량 Q_{out} 이 많아지고 실린더 내의 오일 양은 감소한다. 따라서 잔류오일에 의해 클러치에서 원심력의

영향을 받는 피스톤의 면적이 줄어들고 클러치 피스톤의 리턴시간이 짧아지게 된다. $\beta_2=40^\circ$ 에서 클러치 피스톤은 완전히 리턴되지 않는다. 이것은 이 각도에서 체크볼에 작용하는 원심력의 값이 작기 때문에 체크볼이 열리지 않고, 따라서 체크밸브로 빠져나가지 못한 오일의 원심력이 클러치 피스톤에 작용하여 클러치 피스톤이 리턴되지 않는 것이다.

5. 결 론

체크볼 특성을 고려하여 자동변속기의 클러치 피스톤과 유압제어 시스템을 모델링하고 거동특성에 대한 수치해석을 수행하였다. 본 연구에서 얻어진 결론은 다음과 같다.

(1) PWM 방식 압력제어 솔레노이드 밸브를 가정자로법과 본드그래프를 이용하여 모델링하고 수치해석을 수행하였다. PCSV 플런저의 거동특성에 대한 수치해석 결과는 기존의 실험결과와 그 경향이 일치한다.

(2) 클러치 피스톤과 체크밸브를 원심력의 영향을 고려하여 모델링하고 PCSV, PCV 모델과 결합하여 클러치 거동특성에 대한 수치해석을 수행하였다. 모델링의 타당성을 검토하기 위하여 킥다운 서보 클러치를 결합한 실험결과와 비교하였다. 이 수치해석결과는 실험결과와 약간의 오차를 보이지만 그 경향은 일치하여 모델의 타당성을 확인하였다.

(3) 앞서 구한 클러치 피스톤과 체크밸브 및 유압제어 밸브에 대한 모델을 이용하여 클러치 해방시 회전속도 변화에 대한 클러치 실린더 압력, 체크볼과 피스톤의 변위, 클러치 실린더 내로의 유입 유량 및 체크밸브 유출유량의 응답특성에 대한 수치해석을 수행하고, 체크밸브의 설계인자에 대한 응답을 고찰하였다.

후 기

이 연구는 부분적으로 한국과학재단 지원 터보동력기계연구센터(TPMRC)의 지원을 받아 이루어졌으며, 연구에 필요한 자료를 제공하여 주신 현대자동차 T/M 시험부 관계자에게 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 현대자동차, 1993, "자동변속기 이론과 실무".

- (2) Hasunaka, K. and Takagi, K., 1989, "A Study on Electro-Hydraulic Control for Automatic Transmission," *SAE 892000*.
- (3) Kato, Y., 1991, "Application of Electrohydraulic Control Valves to Automatic Transmissions-an Approach to Improving Shift Quality," *Proceeding of IPC 6*, Vol. 1, pp. 291~302.
- (4) Kato, Y., Hitomi, N., Hattori, N. and Oshidari, T., 1988, "Improved Automatic Transmission Provides Smoother Shifting through Accurate Hydraulic Control," *SAE 880479*.
- (5) 김현진, Ryu Bin, 1994, "자동변속기 클러치 체크볼 거동해석," 한국자동차공학회, 춘계학술대회논문집, SAE 943840, pp. 325~332.
- (6) 김성원, 최영중, 1994, "자동변속기 마찰요소의 동특성 해석," 대한기계학회 춘계학술대회논문집, pp. 357~363.
- (7) Tanaka, H., 1984, "高速電磁弁に関する研究," 日本機械學會論文集, Vol. 50, pp. 1594~1601.
- (8) 송창섭, 양혜정, 1994, "PWM 방식 고속 전자석에 관한 연구," 한국정밀공학회 춘계학술대회초록집, pp. 273~277.
- (9) 김주환, 김현수, 1994, "자동변속기 클러치 유압제어시스템 특성해석," 한국자동차공학회, 춘계학술대회논문집, SAE 943841, pp. 333~340.
- (10) 은 탁, 김현수, 김현진, 1995, "AT Check Ball 시험장치 개발," 현대자동차 산학협동보고서.