

〈논 문〉 SAE NO. 97370060

승용차용 자동변속기의 동특성 해석

Analysis of the Dynamic Characteristics of A Passenger Car Automatic Transmission

김 영 흠*, 박 찬 일**, 이 장 무***
Y. H. Kim, C. I. Park, J. M. Lee

ABSTRACT

The dynamic characteristics during gear ratio change including the disturbance of output torque has been one of the most important issues in the study of automatic transmissions of passenger cars. In this paper, to investigate the dynamic characteristics of a passenger car automatic transmission during gear ratio change, a dynamic model of the driveline of a passenger car focused on the automatic transmission is proposed and the dynamic simulation program is developed. The results of the simulation show good agreements with the experimental data, which proves the usefulness of the dynamic model and the simulation of the driveline.

주요기술용어 : Passenger Car(승용차), Automatic Transmission(자동변속기), Gear Ratio Change(기어변속), Dynamic Characteristics(동특성), Dynamic Model(동적모델), Simulation(시뮬레이션)

기 호 설 명

A : Area
A_d : Characteristic Area of the Vehicle
C : Torsional Damping Coefficient
C_d : Aerodynamic Resistance Coefficient
F : Force

F_a : Force Applied to the Piston
I : Mass Moment of Inertia
k_i : Coefficient of the Curve
K : Torsional Stiffness
L_r : Equivalent Fluid Inertia Length
n : Number of Contact Surfaces of Friction Materials
p : Pressure
P_{Loss} : Power Loss
Q : Axial Torus Volume Flow
R : Mean Radius

* 정회원, 현대자동차 연구개발본부
** 정회원, 강릉대학교 정밀기계공학과
*** 정회원, 서울대학교 기계설계학과

- $R_i(R_o)$: Inner(Outer) Radius
- R_d : Radius of Brake Drum
- S : Equivalent Parameter
(Ref 1), 2) 참조
- T : Torque
- v : Velocity of Vehicle
- W : Weight of Vehicle
- Z : Number of Gear Teeth
- β : Band Wrap Angle
- γ : Final Gear Ratio
- θ : Angular Displacement
- λ : Ratio of the Number of Gear Teeth
- $\mu_k(\mu_s)$: Dynamic(Static) Coefficient of Friction
- ρ_a : Air Density
- ϕ : Slope Angle
- ω : Angular Velocity

- $P(PO)$: Pump(Pump Out)
- RS : Reverse Sun Gear
- $S(SO)$: Stator(Stator Out)
- $T(TO)$: Turbine(Turbine Out)
- V : Vehicle

하 첨 자

- AG : Annulus Gear
- B : Band Brake
- C : Clutch
- CR : Carrier
- E : Engine
- FS : Forward Sun Gear
- LOCK : Lock-Up
- O : Output Shaft
- OWC : One-Way Clutch

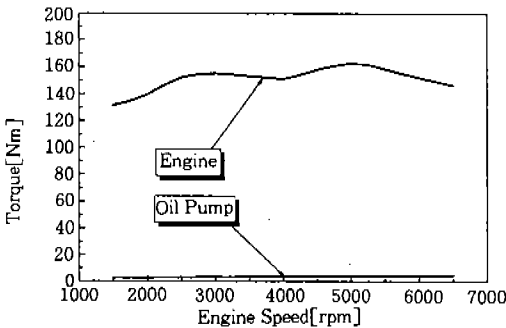


Fig.1 Torque of an Engine and an Oil Pump

1. 서 론

토크 컨버터와 유성기어를 주요 구성요소로 하는 유한한 단수의 자동변속기는 유연한 발진과 조작의 용이함, 주행의 안정성 등을 바탕으로 자동변속기의 주류를 이루어 왔다. 그러나, 자동변속기를 장착한 차량은 수동변속기를 장착한 차량에 비하여 동력성능, 연비효율 등에서 열등한 것이 결점이었고 유단변속에서 기인한 변속충격의 해소가 기술적 과제로 지적되어왔다. 이를 개선하기 위하여 반복적 시험을 수행하려면 많은 시간과 비용이 요구되므로 시뮬레이션을 이용하여 그 경향을 예측하는 것이 효과적이다. 따라서, 본 연구에서는 자동변속기의 동특성을 효과적으로 해석할 수 있는 동력전달계의 모델을 개발하고, 이를 기초로 시뮬레이션을 수행하여 그 결과를 시험을 통하여 검증하였다.

2. 동력전달계의 모델링

2.1 엔 진

임의의 엔진 회전속도에 대한 출력토크의 값은

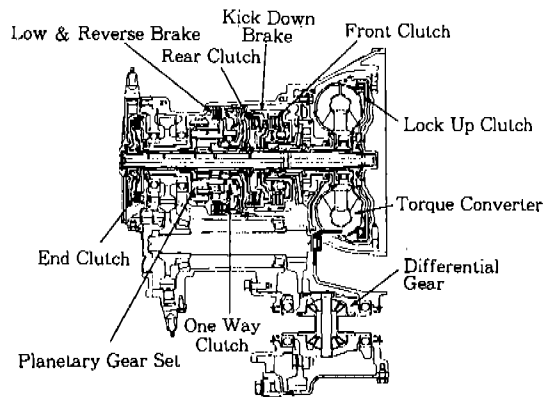


Fig.2 Four Speed Automatic Transmission

크랭크축의 회전속도에 대하여 발생하는 엔진 출력토크의 시험결과를 다항식으로 근사화하여, 엔진이 과도상태에서 이 곡선을 따라가는 것으로 가정하였다. Fig.1은 전개도(Wide Open Throttle) 상태에서의 엔진 출력토크와 오일펌프의 구동토크를 나타낸다.

2.2 자동변속기

Fig.2는 토크 컨버터와 라비뉴형(Ravigneaux Type) 유성기어를 사용한 전자제어 방식의 승용차용 4단 자동변속기이다.

2.2.1 기계요소

2.2.1.1 토크 컨버터

토크 컨버터는 유체에 의하여 동력을 전달하는 유체기계로서 동력전달, 토크증배작용 및 외부충격에 대한 완충작용을 한다. 토크 컨버터의 운동방정식은 식 (1)~(4)와 같이 임펠러, 터빈, 스테이터에 대한 각운동량 방정식과 에너지 평형식으로 구성된다.^{1,2)}

$$I_p \dot{\omega}_p + \rho S_p \dot{Q} = -\rho Q \left[\left(R_{p0}^2 \omega_p + R_{pd} \left(\frac{Q}{A_{p0}} \right) \tan \alpha_{p0} \right) - \left(R_{s0}^2 \omega_s + R_{sd} \left(\frac{Q}{A_{s0}} \right) \tan \alpha_{s0} \right) \right] + T_p \quad (1)$$

$$I_T \dot{\omega}_T + \rho S_T \dot{Q} = -\rho Q \left[\left(R_{T0}^2 \omega_T + R_{Td} \left(\frac{Q}{A_{T0}} \right) \tan \alpha_{T0} \right) - \left(R_{p0}^2 \omega_p + R_{pd} \left(\frac{Q}{A_{p0}} \right) \tan \alpha_{p0} \right) \right] - T_T \quad (2)$$

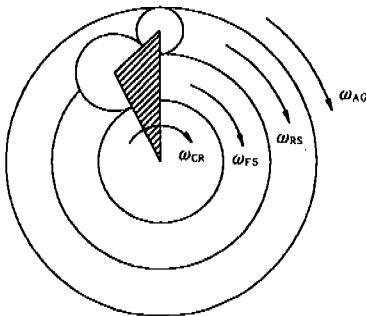


Fig.3 Ravigneaux Type Planetary Gear Set

$$I_s \dot{\omega}_s + \rho S_s \dot{Q} = -\rho Q \left[\left(R_{s0}^2 \omega_s + R_{sd} \left(\frac{Q}{A_{s0}} \right) \tan \alpha_{s0} \right) - \left(R_{T0}^2 \omega_T + R_{Td} \left(\frac{Q}{A_{T0}} \right) \tan \alpha_{T0} \right) \right] + T_s \quad (3)$$

$$S_p \dot{\omega}_p + S_T \dot{\omega}_T + S_s \dot{\omega}_s + L_r \dot{Q} + R_{p0}^2 \omega_p^2 + R_{T0}^2 \omega_T^2 + R_{s0}^2 \omega_s^2 - R_{p0}^2 \omega_p \omega_T - R_{T0}^2 \omega_T \omega_s - R_{s0}^2 \omega_s \omega_p + \left[\left(\frac{R_{p0}}{A_{p0}} \right) \tan \alpha_{p0} - \left(\frac{R_{s0}}{A_{s0}} \right) \tan \alpha_{s0} \right] Q \omega_p + \left[\left(\frac{R_{T0}}{A_{T0}} \right) \tan \alpha_{T0} - \left(\frac{R_{p0}}{A_{p0}} \right) \tan \alpha_{p0} \right] Q \omega_T + \left[\left(\frac{R_{s0}}{A_{s0}} \right) \tan \alpha_{s0} - \left(\frac{R_{T0}}{A_{T0}} \right) \tan \alpha_{T0} \right] Q \omega_s - \frac{P_{Loss}}{\rho Q} \quad (4)$$

2.2.1.2 유성기어

Fig.3은 라비뉴형 유성기어의 개략도이다.

라비뉴형 유성기어의 기구학적 관계식과 반력토크의 관계식은 식 (5), (6)과 같다.³⁾

$$\omega_{AG} - \lambda_{FS} \omega_{FS} = (1 - \lambda_{FS}) \omega_{CR} \quad (5)$$

$$\omega_{AG} + \lambda_{RS} \omega_{RS} = (1 + \lambda_{RS}) \omega_{CR}$$

$$T_{AG} = \frac{1}{\lambda_{RS}} T_{RS} - \frac{1}{\lambda_{FS}} T_{FS} \quad (6)$$

$$T_{CR} = -\frac{1 + \lambda_{RS}}{\lambda_{RS}} T_{RS} + \frac{1 - \lambda_{FS}}{\lambda_{FS}} T_{FS}$$

여기서,

$$\lambda_{FS} = \frac{Z_{FS}}{Z_{AG}}, \quad \lambda_{RS} = \frac{Z_{RS}}{Z_{AG}}$$

2.2.1.3 다판 클러치

다판 클러치는 자동변속기에서 유성기어의 각 요소에 동력을 연결하는 요소로서 Fig.4는 다판 클러치의 개략도이다.

피스톤이 마찰요소에 힘을 가하는 경우, 다판

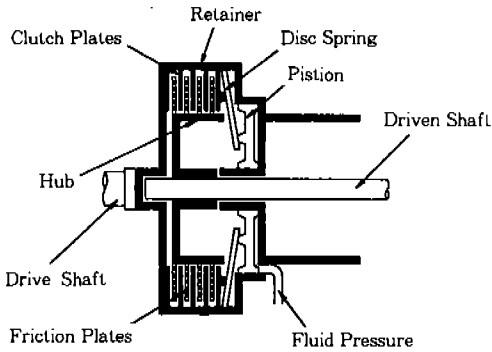


Fig.4 Multi Disc Clutch

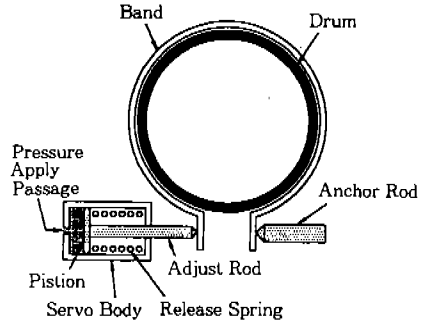


Fig.6 Band Brake

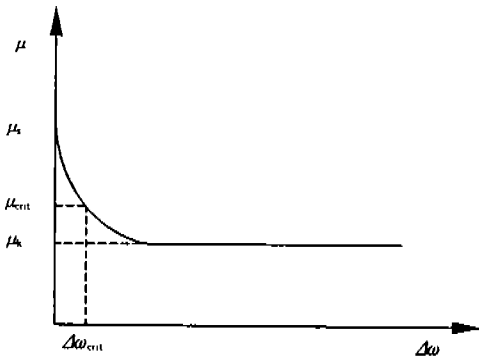


Fig.5 Coefficient of Friction

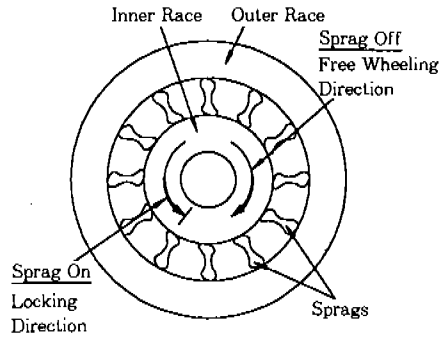


Fig.7 One Way Clutch

클러치에서의 토크는 다음과 같다.

$$T_c = \mu n F_s \frac{2(R_o^3 - R_i^3)}{3(R_o^2 - R_i^2)} \quad (7)$$

Fig.5의 마찰계수는 정마찰계수 μ_s 와 동마찰계수 μ_k 로 구분하여 마찰면 사이의 상대속도가 감소할수록 동마찰계수에서 정마찰계수로 접근하도록 식 (8)과 같이 나타내었다.

$$\mu = (\mu_s - \mu_k) e^{-\frac{\Delta\omega}{\Delta\omega_{crit}}} + \mu_k \quad (8)$$

2.2.1.4 밴드 브레이크

Fig.6의 밴드 브레이크는 밴드로써 드럼을 고정하여, 드럼에 연결된 요소의 움직임을 구속한다.

밴드 브레이크에서는 드럼의 회전방향에 따라

서 배력 방향(Energized Direction)과 비배력 방향(De-Energized Direction)의 두 경우로 구분하며, 동일한 작용력에 대하여 각각 다른 토크 특성을 나타낸다.

배력 방향(Energized Direction)

$$T_B = F_a R_d (e^{\mu\beta} - 1) \quad (9)$$

비배력 방향(De-Energized Direction)

$$T_B = F_a R_d (1 - e^{-\mu\beta}) \quad (10)$$

2.2.1.5 원 웨이 클러치

Fig.7은 스프래그형(Sprag Type) 원 웨이 클러치의 개략도이다.

원 웨이 클러치에서 한 요소가 고정되어 있을

때, 다른 한 요소가 회전하는 경우 반력토크는 0 이고, 정지하고 있는 경우는 반력토크가 존재하므로 원 웨이 클러치에서의 일률(Power)은 항상 0이다. 즉,

$$T_{owc} \times \omega_{owc} = 0 \quad (11)$$

이 때,

$$\omega_{owc} > 0 \text{ 이면 } T_{owc} = 0$$

$$\omega_{owc} = 0 \text{ 이면 } T_{owc} > 0$$

2.2.2 유압제어 장치

유압제어 장치는 오일팬(Oil Pan), 오일펌프(Oil Pump), 밸브(Valve)등으로 구성되어 있다. 밸브바디 어셈블리(Valve Body Assembly)에는 유로가 형성되어 있고, 밸브와 솔레노이드 밸브(Solenoid Valve)가 조립되어 있으며, 밸브바디 어셈블리는 오일필터와 함께 오일팬으로 보호된다. 솔레노이드 구동신호의 1주기에 대한 통전시간의 비율을 듀티 사이클(Duty Cycle) 혹은 듀티율(Duty Ratio)이라 하는데, Fig.8은 압력제어 솔레노이드 밸브(Pressure Control Solenoid Valve : PCSV)에서 듀티율에 따라 발생하는 유압의 시험결과를 모델링한 것이다.

2.2.3 전자제어 장치

전자제어 장치는 각종 센서(Sensor), 솔레노이드 밸브(Solenoid Valve), TCU 등으로 구성되어 있으며, 각종 센서를 통해 수집된 정보를

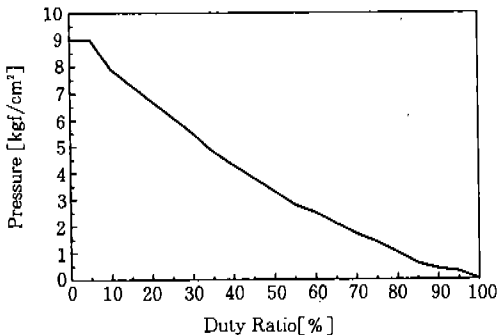


Fig.8 Relation between Duty Ratio and Pressure of PCSV

근거로 TCU가 연산을 하여 솔레노이드 밸브를 작동시킨다. TCU에서는 변속패턴선도(Shift Pattern Diagram)에 의하여 변속시점을 판단하게 되는데, 보통 상단변속, 하단변속, 파워모드(Power Mode), 이코노미 모드(Economy Mode), 홀드모드(Hold Mode)등에 따라 다른 변속패턴 선도를 설정한다. Fig.9는 파워모드의 상단변속에 대한 변속패턴 선도이다.

Fig.10은 엔진구동 상태의 1→2 상단변속시 압력제어 솔레노이드 밸브에서의 듀티형상이다. 초기에 100으로 설정되어 있는 듀티율은 1단 주행상태에서 밴드 브레이크 피스톤에 압력이 작용하고 있지않음을 나타낸다. 변속패턴선도에 의해 2단으로의 변속시점에 이르렀음이 판단되면(SS) 듀티율을 일정한 값(D_s)으로 낮추어 작용압력을 높임으로써 피스톤이 빠르게 진행하도록 한다. 피스톤이 일정거리를 진행하여 브레이크

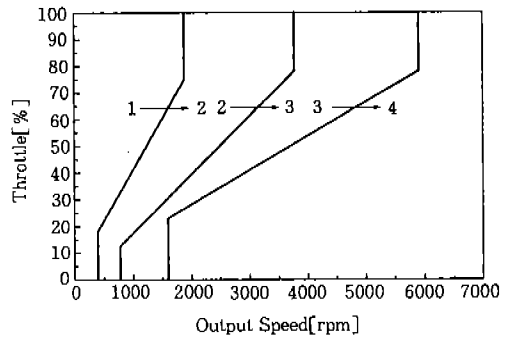


Fig.9 Shift Pattern Diagram(Power On, Upshift)

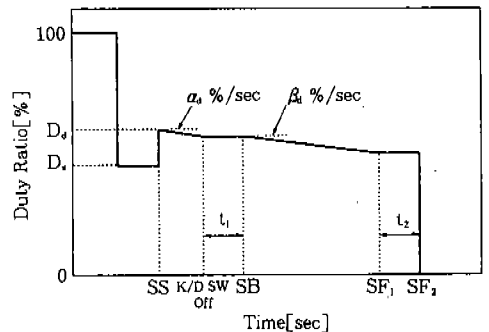


Fig.10 Duty Pattern of PCSV(Power On, 1→2 Upshift)

밴드가 드럼과 접촉하기 시작하면, 이때부터 압력제어가 본격적으로 시작된다. 압력제어의 초기 듀티율은 부드러운 변속을 위해 다소 높은 값으로 설정하고(D_d) 이를 시작점으로하여 듀티율을 일정비율(α_d, β_d)로 감소시킴으로써, 서서히 압력을 증가시킨다. 터빈속도가 출력축속도의 일정비율의 값까지 감소하면 1차 동기를 검출하고(SF1), 1차 동기 후 일정시간(t₂)이 지나면 듀티율을 0으로 감소시켜 유압은 최대치를 유지한다(SF2).

Fig.11은 엔진구동 상태의 2→3 상단변속시 압력제어 솔레노이드 밸브의 듀티형상이다. 초기에 0으로 설정되어 있는 듀티율은 2단 상태에서 밴드 브레이크 피스톤의 작동(Apply)측에 라인압력(Line Pressure)이 작용하고 있음을 나타낸다. 변속패턴선도에 의해 3단으로의 변속시점에 이르렀음이 판단되면 약간의 시간 간격(t₁)을 두어 듀티율을 계단형으로 올려서 압력제어를 시작한다. 변속제어 솔레노이드 밸브에 의하여 절환된 유로를 따라서 피스톤의 작동측에 라인압으로 작용하던 압력이 감소하고, 서보 피스톤의 해제(Release)측과 3단에서 동력을 전달하는 요소인 프론트 클러치 피스톤의 작동측에는 압력이 형성되기 시작한다. 밴드 브레이크 피스톤의 해제측의 면적이 작동측의 면적보다 크므로, 밴드 브레이크 피스톤은 서서히 밀려나게 되고, 작용하는 압력에 의하여 프론트 클러치가 구속된다.

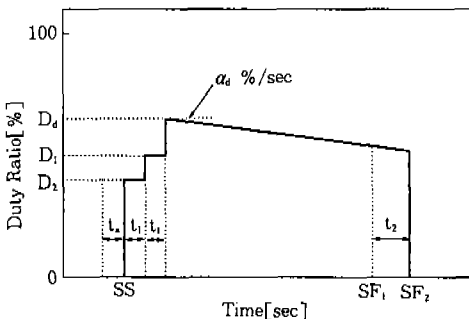


Fig.11 Duty Pattern of PCSV(Power On, 2→3 Upshift)

2.3 차량 및 주행부하

차량의 모든 회전에너지는 출력축에 하나의 관성으로 집중되어있는 것으로 고려하였고, 바퀴의 미끄럼은 없는 것으로 가정하였으며, 주행부하는 구름저항, 공기저항, 등판저항 등을 고려하였다.

구름저항(Rolling Resistance)

$$F_{RR} = (k_0 + k_1v + k_2v^2 + k_3v^3 + k_4v' + k_5v^5) \times W \times \frac{\cos \phi}{1000} \quad (12)$$

공기저항(Aerodynamic Resistance)

$$F_{AR} = \frac{\rho}{2} C_d A_d v^2 \quad (13)$$

등판저항(Gradient Resistance)

$$F_{GR} = W \times \sin \phi \quad (14)$$

2.4 동력전달계의 운동방정식

Fig.12는 동력전달계에 대한 모델이다. 엔진의 동력은 토크 컨버터를 지나 각종 클러치를 통하여 유성기어에 입력되고, 유성기어 각 요소의 회전과 정지에 따라 결정된 기어비와 최종감속비를 거쳐 차량에 전달된다.

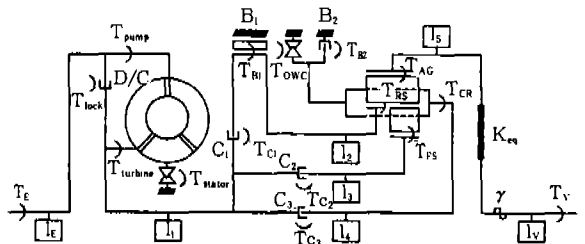


Fig.12 Schematic Diagram of the Driveline with Four-Speed Automatic Transmission

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - T_{LOCK} - T_P$$

$$I_1 \dot{\omega}_1 = T_{LOCK} + T_T - T_{C1} - T_{C2} - T_{C3}$$

$$I_2 \dot{\omega}_2 = T_{C1} - T_{B1} - T_{RS}$$

$$I_3 \dot{\omega}_3 = T_{C2} - T_{FS} \tag{15}$$

$$I_4 \dot{\omega}_4 = T_{C3} - T_{CR} - T_{B2} + T_{OWC}$$

$$I_5 \dot{\omega}_5 = -T_{AG} - T_O$$

$$I_V \dot{\omega}_V = \frac{1}{\gamma} T_O - T_V$$

여기서 I는 등가관성이며, 각각의 등가관성에 포함된 요소는 다음과 같다.

- I_E : Engine, Torque Converter, Oil Pump
- I_1 : Rear Clutch Retainer, Input Shaft, End Clutch Retainer
- I_2 : Front Clutch Retainer, Kick Down Drum, Reverse Sun Gear
- I_3 : Rear Clutch Hub, Forward Sun Gear
- I_4 : End Clutch Hub, End Clutch Shaft, One-Way Clutch, Carrier
- I_5 : Annulus Gear, Transfer Shaft, Transfer Drive Gear, Transfer Driven Gear, Differential
- I_V : Vehicle

Table 1에는 자동변속기 선택레버(Select Lever)의 각 위치에서 변속단에 따라 작동하는 클러치와 브레이크를 나타내었다.

자동변속기의 변속단은 전진 4단, 후진 1단으로서, 이와 관련하여 3개의 다판 클러치(C1, C2, C3)와 1개의 밴드 브레이크(B1), 그리고 1개의 다판 브레이크(B2), 1개의 원 웨이 클러치(OWC)가 작동한다. 각 클러치 및 브레이크의 역할에 따라서 프론트 클러치(Front Clutch : C1), 리어 클러치(Rear Clutch : C2), 엔드 클

Table 1 Shift Step and Actuating Members of Four-Speed Automatic Transmission

Select Lever	O/D SW	Range	Clutch				Brake	
			C ₁	C ₂	C ₃	OWC	B ₁	B ₂
P	--	Parking						
R	--	Reverse	●					●
N	--	Neutral						
D	ON	1 st		●		●		
		2 nd		●			●	
		3 rd	●	●	●			
		4 th			●		●	
D	OFF	1 st		●		●		
		2 nd		●			●	
		3 rd	●	●	●			
2	--	1 st		●		●		
		2 nd		●			●	
L	--	1 st		●				●

러치(End Clutch : C3), 킥다운 브레이크(Kick Down Brake : B1), 로우 앤드 리버스 브레이크(Low and Reverse Brake : B2)등으로 구분한다.

3. 변속시 동특성 해석

3.1 해석 프로그램

동력전달계의 동역학적 모델을 기초로 하여 자동변속기의 변속시 동특성 해석을 위한 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. Fig.13은 시뮬레이션 프로그램의 순서도이다.

3.2 변속 특성 시험

Fig.14는 변속기 시험장치(Transaxle Tester)를 나타낸다. 변속기 시험장치는 변속기의 실제 작동 조건과 유사한 상황을 재현할 수 있어, 자동변속기의 변속품질 평가, 내구 시험, 매칭(Matching)등에 사용된다. 이러한 변속기 시험장치를 이용하여 변속시의 동특성 해석 시뮬레이션 결과를 검증하기 위한 시험을 수행하였다.

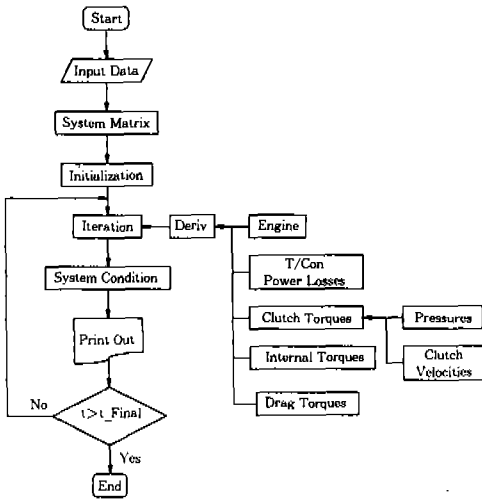


Fig.13 Flow Chart of the Simulation Program

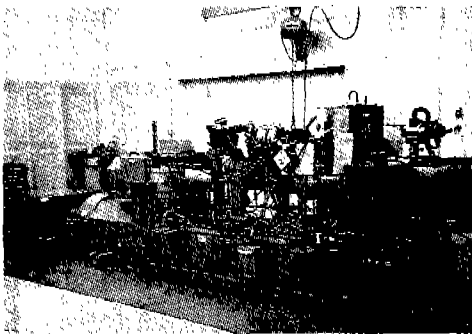


Fig.14 Transaxle Tester

3.3 결과 및 고찰

시뮬레이션 프로그램을 이용하여 변속시의 동특성을 해석하고, 시뮬레이션 결과를 시험데이터와 비교, 검증하였다. 시뮬레이션과 시험은 엔진 구동 상태, 전개도 상태에서 1단에서 2단 및 2단에서 3단으로의 상단변속을 대상으로 하였다.

Fig.15는 1단에서 2단으로의 변속시 엔진속도, 터빈속도, 출력축속도이며, 시뮬레이션 결과는 시험 데이터와 매우 유사한 경향을 나타냄을 알 수 있다. 변속과정 동안 출력축의 속도변화는 크지않은데, 이것은 차량의 회전관성이 다른 요소의 회전관성에 비하여 매우 크기 때문이다.

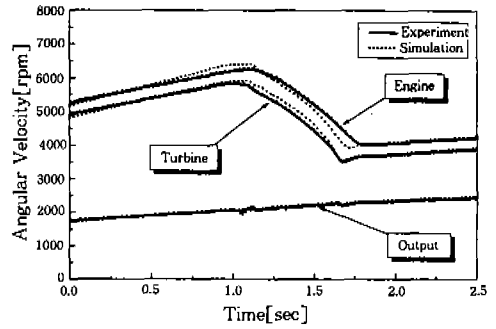


Fig.15 Angular Velocity(1→2 Upshift)

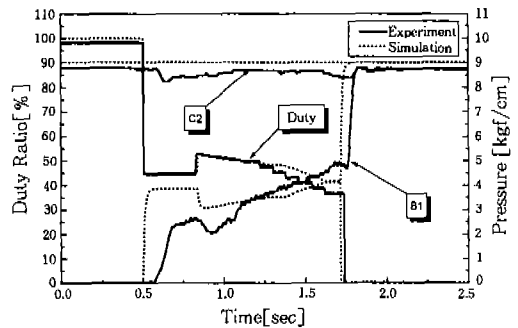


Fig.16 Duty of PCSV and Pressure (1→2 Upshift)

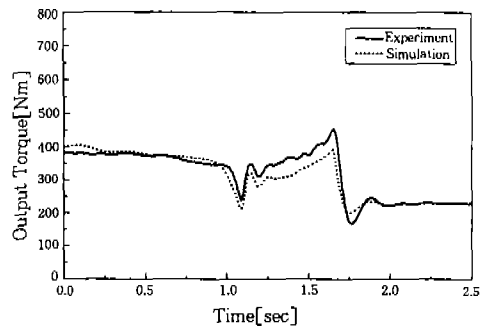


Fig.17 Output Torque(1→2 Upshift)

Fig.16은 1-2 상단변속시 압력제어 솔레노이드 밸브에서의 듀티율과 킥다운 브레이크의 피스톤에 작용하는 압력을 나타낸다. 듀티율은 처음에는 100%로 압력을 0으로 유지하고, 변속시점이 판단되면 50%이하의 낮은 값을 설정하여 피스톤을 신속히 이동시키며 피스톤이 일정 거리만큼 이동하여 드럼에 힘을 가하게 되면 듀티율을 높

여 압력을 낮은 값으로부터 서서히 증가시킨다.

Fig.17은 1-2 상단변속시의 출력축 토크의 변화를 나타낸다. 변속과정 중의 출력축 토크는 작동요소에 작용하는 압력의 변화에 크게 영향을 받을 수 있다. 출력축 토크는 1단 토크에서 토크 상태(Torque Phase)와 관성 상태(Inertia Phase)를 거쳐 2단 토크로 변화한다. 윈 웨이 클러치가 변속시에 해제 요소로서 작용하므로 원활한 변속 특성을 나타낸다.

Fig.18은 1-2 상단변속시 각 클러치 마찰면의 상대속도에 대한 시뮬레이션 결과이다. 윈 웨이 클러치는 1단에서 정지하였다가 1단에서의 토크 상태가 끝나는 순간 회전하기 시작하고, 2단이 되면 정해진 속도비에 의하여 회전을 할 수 있다. 브레이크 드럼은 1단에서 회전하다가 2단에서 킥다운 브레이크에 의하여 고정되면서 회전속도가 0이 된다. 또한 리어 클러치는 1단과 2단

에서 모두 결합상태에 있으므로 클러치 마찰면의 상대속도가 0이다.

Fig.19는 2단에서 3단으로의 변속시 엔진속도, 터빈속도, 출력축속도를 나타낸다. 2단에서 3단으로의 변속이 진행됨에 따라 킥다운 브레이크가 해제되고 프론트 클러치가 결합되어, 유성기어에서 입력과 출력이 모두 동일한 속도로 회전하게 되므로, 3단으로의 변속이 완료된 후 터빈속도와 출력축속도가 동일한 값을 가지게 된다.

Fig.20은 2-3 상단변속시 압력제어 솔레노이드 밸브의 듀티와 킥다운 브레이크, 프론트 클러치에 작용하는 압력을 나타낸다. 킥다운 브레이크 피스톤의 작동축에 작용하는 압력은 초기에 듀티율이 0%이므로 라인압으로 유지되다가 듀티율의 변화에 의하여 감소하며, 변속제어 솔레노이드 밸브의 작용으로 전환된 동일한 유로를 따라서 킥다운 브레이크 피스톤의 해제축과 프론

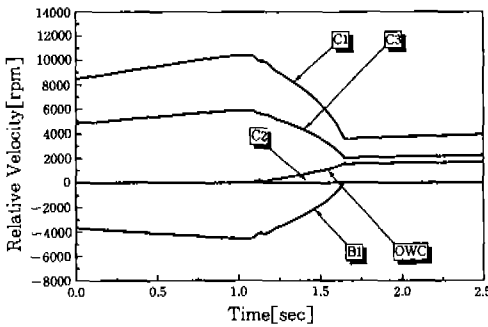


Fig.18 Relative Velocity of Clutch (1-2 Upshift)

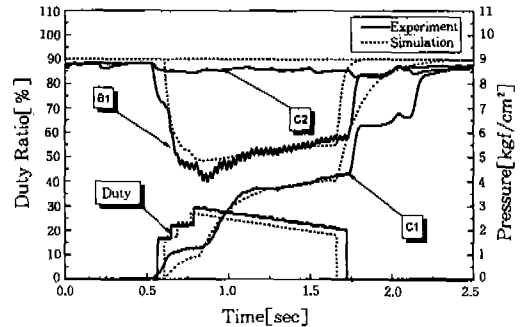


Fig.20 Duty of PCSV and Pressure (2-3 Upshift)

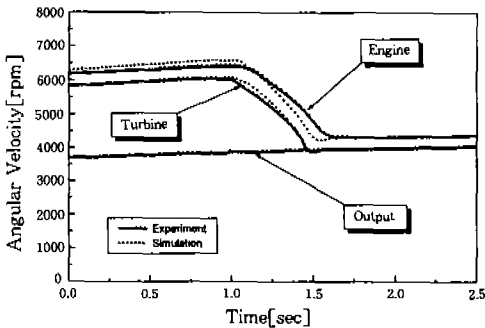


Fig.19 Angular Velocity (2-3 Upshift)

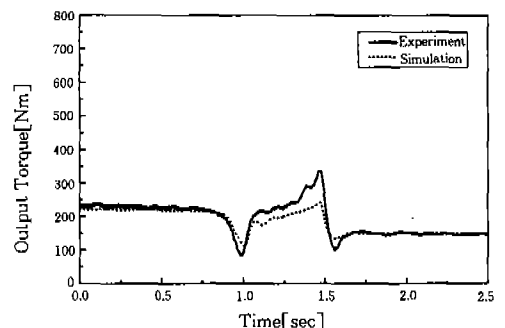


Fig.21 Output Torque (2-3 Upshift)

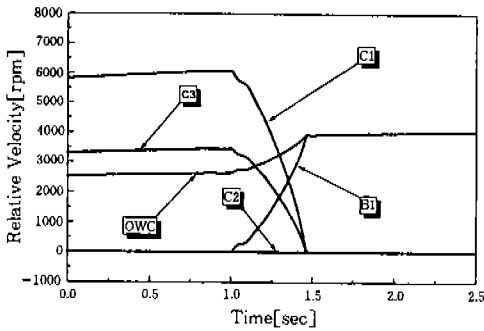


Fig.22 Relative Velocity of Clutch (2-3 Upshift)

트 클러치에 작용한다. 피스톤은 작동축과 해제축의 면적과 압력 차이 및 복귀스프링 등에 의하여 물러나게 되어 킥다운 브레이크 밴드의 토크는 점차로 감소한다.

Fig.21은 2-3 상단변속시의 출력축 토크의 변화를 나타낸다. 2단 토크 상태에서의 출력축 토크는 킥다운 브레이크와 프론트 클러치의 토크 변화에 따라서 감소하게 되며, 윈 웨이 클러치가 작용하는 경우에 비하여 좀 더 낮은 값까지 내려가게 되는데, 이것을 클러치-클러치 변속에서 타이업(Tie-Up) 현상에 의한 것이다.

Fig.22는 2-3 상단변속시 각 클러치 마찰면의 상대속도에 대한 시뮬레이션 결과이다. 관성상태에서 브레이크 드럼은 회전하기 시작하고 프론트 클러치의 속도가 감소하게 된다. 엔드 클러치는 기구학적 관계에 의하여 상대속도가 감소하여, 3단으로의 변속이 완료되면 프론트 클러치에서와 마찬가지로 상대속도가 0이 된다.

4. 결 론

- 1) 승용차용 4단 자동변속기를 기계요소, 유압제어장치, 전자제어장치 등으로 구분하

- 여 상세히 모델링하고, 이를 중심으로한 동력전달계의 동역학적 모델을 제시하였다.
- 2) 변속시의 동특성을 해석하기 위한 시뮬레이션 프로그램을 개발하고, 변속과정에 대한 동력전달계의 시뮬레이션을 수행하였다.
- 3) 엔진 전개도 상태에서의 1-2 상단변속 및 2-3 상단변속에 대한 각 요소의 속도와 토크의 시뮬레이션 결과는 변속기 시험장치에서의 변속성능 시험데이터와 그 경향이 잘 일치하였다.

참 고 문 헌

1. D. Hrovat and W. E. Tobler, "Bond Graph Modeling and Computer Simulation of Automotive Torque Converter", J. of Franklin institute, Vol.319, No. 1/2, pp. 93~114, Jan/Feb 1985.
2. W. S. Lim and J. M. Lee, "Effects of a Torque Converter on Power Transmission", Proceedings of Colloquium on Turbo Machinery, pp. 117~130, Sep/Oct 1992.
3. 김영흠, "모델링과 시뮬레이션을 이용한 자동변속기의 변속시 토크와 속도해석", 제1회 현대자동차 학술대회 논문집, 1993. 11.
4. Young Heub Kim, Jinseung Yang, Jangmoo Lee, "A Study on the Transient Characteristics of Automatic Transmission with Detailed Dynamic Modeling", SAE 941014, Transmission and Driveline Developments (SP-1032).
5. 김영흠, "승용차용 자동변속기의 동특성 및 변속제어 파라미터에 관한 연구", 서울대학교 공학박사 학위논문, 서울대학교, 1995. 2.