

# 차량용 변속장치의 변속과도특성 해석

## Analysis on Shifting Transients of Automotive Transmission

박 영 일\* 이 장 무\*\*  
Y. I. Park, J. M. Lee

### ABSTRACT

Automotive transmission is the principal component of vehicle driving system, which transmits the adjusted engine power. The automation of transmission arises from the annoyance of transmission operation such as the frequent stop/start of vehicle and the shifting transients. The study on the optimal shifting condition for the automation of transmission needs the investigation of shifting transients. However, the dynamic modeling theory during transient period is not well-established.

In this study, the techniques of dynamic modeling for the power transmission system with Merrite-Wilson gear train are presented. To predict the shifting transients, a driving simulation program is developed, and the results of the analysis are cross-checked in the field test.

### 기 호 설 명

$I$  : 관성모우멘트  
 $R$  : 링기어에 대한 선기어의 기어비  
 $T$  : 작용 토크  
 $\alpha, \alpha_1, \alpha_2, \beta, \gamma$  : 기 어 비  
 $\omega$  : 각 속 도  
 $\mu$  : 마찰계수

$PG$  : 행성기어(유성기어계)  
 $RG$  : 링 기 어(유성기어계)  
 $SG$  : 선 기 어(유성기어계)  
 $V$  : 차 량  
1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, SS : 변속기 부품

### 1. 서 론

차량용 변속장치는 동력전달계의 주요 구성 요소로서 엔진의 동력을 차량의 구동계에 적합하도록 변화시켜 전달하는 기능을 가지고 있다. 그러나 차량의 빈번한 정지와 출발에 따른 변속장치 조작의 번거로움과 변속장치 조

### <하 첨 자>

$BL, B1, B2, B3$  : 밴드클러치  
 $CH, C7$  : 다관클러치  
 $E$  : 엔 진

\* 정회원, 서울산업대학 기계설계학과

\*\* 정회원, 서울대학교 기계설계학과

작시 발생하는 과도특성의 문제는 변속장치의 자동화를 필요로 하고 있으며 특히 운전의 편의성과 안전성이 요구되는 대형차량, 군용차량 그리고 미숙련 운전자에 의해서 운전되는 차량의 경우에는 연비효율을 높이고 오조작에 의한 문제점을 해소하기 위해서도 변속장치의 자동화가 절실히 필요하다. 이를 위해서는 변속시 발생하는 동력전달계의 과도특성에 대한 연구를 통하여 최적의 변속을 위한 적절한 제어전략을 수립함으로써 이루어질 수 있다.

변속장치에 대한 연구는 SAE(Society of Automotive Engineers)가 중심이 되어 자동 변속장치를 위한 종합설계 자료<sup>1)</sup>를 발간하는 등 많은 연구를 보고하고 있으며 미국, 일본, 독일 등에서 주로 제조회사를 중심으로 새로운 변속장치의 개발, 변속장치의 구성요소에 대한 세부 기술 사항에 관한 연구가 이루어지고 있다.

엔진을 중심으로 한 동력전달계의 모델링은 엔진작동의 제어를 목적으로 하여 Blumberg<sup>2)</sup>, Powell<sup>3)</sup>, Dobner<sup>4)</sup>, Tobler<sup>5)6)</sup> 등에 의하여 수행되었으나 스로틀(throttle) 개폐에 의한 엔진의 과도상태를 전제로 이에 의한 동력전달계의 과도상태에 대하여 초점을 맞추었다. 그러므로 변속의 과정과 동력전달계를 간략하게 처리하였고 이 때문에 변속시 발생하는 과도상태의 상세한 재현에는 다소 무리가 있었다.

변속과정에 대한 모델링은 변속과도특성 연구에서는 필수적인 과정으로서 여러 방향에서 접근하는 방법이 제시되고 있다. Ishihara<sup>7)8)</sup> 등은 단일 변속을 위한 모델링을 수행하였다. 변속시 과도상태를 시뮬레이션하기 위해 변속의 상태를 저단상태, 토오크상태, 관성상태, 고단상태로 구분하여 변속시 각 상태에서의 관계를 연속적으로 적용하여 출력토오크의 변동을 고찰하였다. Koch<sup>9)</sup>는 승용차의 변속과정을 단수를 결정하는 2개의 클러치의 분리, 결합, 미끄럼 상태에 따라 구분하였으며 레버상사(level analogy)을 이용한 방법을 도입하여 출력토오크와 출력 회전속도를 해석하였다. Shahin<sup>10)</sup>은 클러치에 의하여 변속이 이루어지는 과정을 1개 클러치의 분리 결합으로 단순

화하여 기어의 백래쉬 등의 영향을 포함한 과도특성에 대하여 연구하였다. Cho<sup>11)</sup>는 변속에서의 변속상태를 저단기어, 관성상태, 토오크상태, 고단기어로 구분하여 비교적 상세한 변속 모델링을 수행하였으나 승용차의 특정단수만을 대상으로 연구하여 일반화된 모델링이 수행되지 못하였다.

본 연구는 Merrite-Wilson 기어계로 구성된 차량용 변속장치를 중심으로 한 엔진-변속장치-차량-주행부하의 동력전달계에 대한 동적 모델링 기법을 제시하였으며, 특히 변속시 클러치에 의하여 발생하는 과대 토오크를 포함한 변속 과도현상을 고찰하였다. 또한 자동화 프로그램을 이용한 주행 시뮬레이션을 통하여 실제 주행상태를 예측하였고 이를 주실험을 통하여 검증하였다.

## 2. 동력전달계 모델링

### 2.1 엔진-변속장치-차량계 구성 요소의 모델링

동력전달계는 축, 기어, 베어링 등과 같은 기계요소들로 엔진-변속장치-차량을 이루는 복합 시스템이다. 변속장치는 클러치, 토오크 컨버터 또는 원심클러치, 변속기어, 구동축 등으로 구성되어 엔진으로부터 입력되는 동력을 정해진 토오크와 속비로 변화시켜 구동계 또는 부하계에 전달하여 차량을 진행시키는 역할을 한다.

연구대상 차량은 원심 클러치가 포함된 변속장치를 장착한 차량으로서 캐터필러에 의해 구동되는 대형차량이다. 캐터필러는 변속장치의 출력축에 직접 연결된 스프라켓(sprocket)에 의해 구동되므로 타이어, 구동축 및 현가장치의 영향을 최소화하여 변속장치의 특성을 고찰할 수 있다. 변속기어는 Merrite-Wilson 기어계로 구성되었으며, 2개의 다판 클러치와 4개의 밴드 클러치가 4개의 유성기어계를 구축하여 전후 7단의 변속비를 가지며 클러치는 ECU에 의하여 작동되는 솔레노이드 밸브를 이용하여 자동화하였다.

연구대상 차량의 동력 전달계 구성요소인

엔진, 원심클러치, 유성기어계, 클러치 그리고 주행 부하계가 있으며 시뮬레이션을 위한 모델링은 다음과 같다.

## 엔진

본 연구에서는 변속장치의 특성을 고찰하기 위하여 가능하면 엔진의 영향을 배제하기 위하여 엔진의 풀스로틀(full throttle)상태에서 수행하였다. 그러므로 엔진토크  $T_E$ 는 장착된 엔진의 풀스로틀(full throttle)에서의 성능곡선을 이용하여 엔진회전속도  $\omega_E$ 의 2차 함수로 다음과 같이 근사화 하였으며 변속시 운전자가 스로틀밸브를 닫아주어 엔진토크가 감소하는 딥스로틀(dip-throttle)을 고려하였다.

$$T_E = a\{\omega_E - b(1 - T_D/c)\}^2 + c - T_D \quad (1)$$

여기서  $a$ ,  $b$ ,  $c$ 는 엔진의 특성을 나타내는 상수이고  $T_D$ 는 딥스로틀양이다.

## 유성기어계

변속기어는 유성기어계가 조합되어 각 단수별 입력축에 대한 출력축의 회전수 비를 결정하게 된다. 유성기어계는 링기어, 선기어 그리고 유성기어로 구성되어 있으며 행성기어 여러개가 캐리어(carrier)에 의하여 연결되어 있다. 백래쉬와 기어의 강성을 무시한 이상적인 경우의 속도 관계식과 토크 관계식은 다음과 같다.

$$T_{SG} = R \cdot T_{RG}$$

$$R \cdot \omega_{SG} + \omega_{RG} = (1 + R) \cdot \omega_{PG} \quad (2)$$

## 클러치

클러치는 변속기어에서 유성기어계를 구속하여 변속비를 결정하게 하는 요소이며 밴드 클러치와 다판 클러치가 주로 사용된다.

밴드 클러치는 좁은 공간에서 큰 정적 용량을 가질 수 있고 밴드가 반발력을 일부 흡수하므로 충격을 줄이는 효과를 가지어 지지부와 고정하는 곳에 주로 사용된다. 밴드 클러

치에 의해 발생하는 클러치 토크는 다음과 같다.

$$T_C = F_a \cdot R \cdot \{\exp(\mu \cdot \theta) - 1\} \quad (3)$$

여기서  $F_a$ 는 작용력,  $R$ 은 드럼 직경,  $\mu$ 는 마찰계수,  $\theta$ 는 밴드의 접촉각이다.

다판클러치는 클러치의 용량이 매우 크며 접촉면의 갯수를 조정하여 용량의 크기를 조절하기에 매우 용이하다. 또한 회전부분에서도 사용이 가능한 특징이 있다. 다판클러치에서의 클러치 토크는 다음과 같다.

$$T_C = \mu \cdot F_n \cdot n \cdot 2/3 \cdot (R_o^3 - R_i^3) / (R_o^2 - R_i^2) \quad (4)$$

여기서  $\mu$ 는 마찰계수,  $F_n$ 는 클러치 면에 작용하는 힘,  $n$ 는 접촉면의 수,  $R_o$ 는 접촉면의 바깥지름,  $R_i$ 는 접촉면의 안지름이다.

마찰계수  $\mu$ 는 정마찰계수(static coefficient of friction)  $\mu_s$ 와 동마찰계수(dynamic coefficient of friction)  $\mu_k$ 로 구분되는데 Fig.1과 같이 마찰면 사이의 상대속도가 일정 한도 이상이면 동마찰계수를 적용하며 다음 식과 같이 상대속도가 감소할수록 지수적으로 정마찰계수에 접근하도록 하였다.

$$\mu = (\mu_s - \mu_k) \cdot \exp(-\Delta V/V_s) + \mu_k \quad (5)$$

여기서  $\Delta V$ 는 마찰면에서의 상대속도,  $V_s$ 는 동마찰계수로 되는 기준 속도이다.

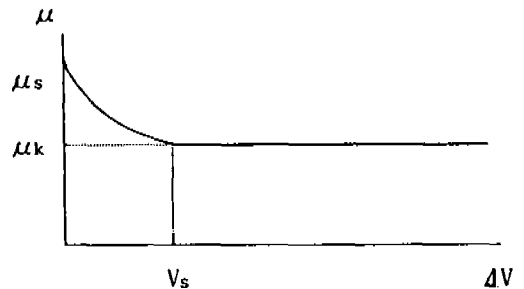


Fig.1 Variation of Coefficient of Friction

원심 클러치

원심 클러치는 차량의 공회전시 엔진이 정지되는 현상을 막기 위하여 동력을 단절시키는 역할을 한다. 엔진의 공회전시에는 클러치가 분리되어 있다가 일정 회전속도에 도달하면 마찰면에서의 미끄럼에 의해 동력을 전달하고 점점 회전속도가 증가하면 완전한 결합이 이루어지게 된다. 이때 발생하는 토오크는 클러치 마찰이론을 적용하며 등가 질량과 등가 스프링으로 구성된 계로 모델링 한다.

차량 및 주행부하

변속장치에서의 출력 토오크가 스프로킷을 돌려 캐터필러를 구동시키면서 차량을 주행시킨다. 그러므로 차량의 질량  $m$ 가 스프로킷의 반경  $r$  끝에 위치한 것으로 모델링하며 차량의 등가 관성모멘트는  $I_v = m \cdot r^2$ 이다.

차량은 주행중에 주행저항을 받으며 구동되므로 실제 구동 토오크와 주행저항의 차이에 의해서 가속이 된다. 주행 저항은 공기역학적 저항, 캐터필러저항, 동력전달계의 마찰저항이 있으며, 공기역학적인 저항의 크기는 차량의 속도의 제곱에 비례하고 나머지는 저속인 경우에는 거의 일정하다. 그러나 본 연구에서는 주행저항 성능곡선을 이용하였다.

2.2 변속상태의 모델링

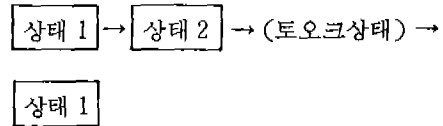
일반적으로 차량을 구동하는데 필요한 속비는 변속장치내 변속기어 부분에 있는 2개의 클러치를 구속하여 결정하게 된다. 변속의 상태를 2개의 클러치가 결합된 상태에 따라 특히 자유도의 변화를 기초로 하여 상태 1, 상태 2, 상태 3의 3개 상태로 분류하였다.

상태 1은 두개의 클러치가 모두 결합된 상태를 말하며, 상태 2는 하나의 클러치만이 결합된 상태 그리고 상태 3은 두개의 클러치가 모두 분리된 상태이다. 그러나 실제 클러치를 결합하기 시작하더라도 마찰면에서 미끄럼이 발생하여 마찰력이 작용하는 상태(토오크 상태라고 함)가 되지만 운동의 자유도는 그대로 유지되므로 변속상태의 변화는 생기지 않는다.

변속의 방법에는 단변이 변속(single transition shift)방식과 복변이 변속(double tran-

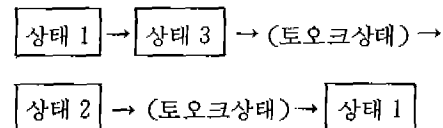
sition shift)방식으로 구분이 되는데 엔진의 동력을 최대한으로 이용하기 위하여 단변이 변속방식이 많이 이용되고 있다.

3가지 상태를 이용하여 변속 작동과정을 살펴보면, 단변이 변속방식은 두개의 클러치가 결합된 상태(상태 1)에서 변속이 시작되면 한개의 클러치는 결합된 상태에서 단수를 결정하는 한개의 클러치가 분리되며 일정시간(이것을 변속시간이라 한다)이 경과하면 단수를 결정하는 다른 하나의 클러치를 단수에 따라 바꾸어 결합시킨다. 이때 클러치 면이 미끄러지는 토오크상태가 되며 클러치가 완전히 결합하면 다시 상태 1이 된다. 이와 같은 경우 변속상태의 변화를 살펴보면 다음과 같다.



반면 복변이 변속의 경우에는 두개의 클러치를 모두 분리한 후 두개의 클러치를 순차적으로 결합시키는 방법으로서 단변이 변속방식에 비해서 변속시간이 길어지며 변속제어가 복잡해지는 단점을 가지고 있다. 그러나 변속의 원활을 위하여 대형차량의 변속장치는 점차 변속의 단수를 증가시키는 경우가 있으며 이 경우에 변속장치를 간결해지도록 저단과 고단의 범위를 결정하는 클러치를 두는 경우에는 복변이 변속방식을 피할 수 없게 된다.

이 경우의 변속상태 변화는 다음과 같다.



연구대상 차량의 변속과정은 단변이 변속방식을 채용하고 있으나 1단에서 3단까지의 저단변속에서 4단이상의 고단변속으로 넘어갈 때에는 복변이 변속방식을 사용하고 있다.

2.3 기본 운동방정식

정확한 변속과도 특성에 대한 연구를 위해

서 변속특성에 가장 큰 영향을 미치는 변속기어 부분을 정확히 모델링하고 그 외의 부분은 등가관성계로 처리하여도 정확한 변속과도 특성을 나타내었다.<sup>12),13)</sup> 이때 축과 기어의 강성효과를 무시한 강체계로 모델링하였으며 서스펜션의 효과도 무시하였다.

Fig. 2는 원심클러치가 포함된 변속장치를 장착한 차량의 모델링한 결과이다.

모델링한 각 부분의 운동방정식은 다음과 같다.

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - \alpha T_{CH} - \alpha T_1 + \beta T_{SG}$$

$$I_L \dot{\omega}_L = T_{CH} - T_{BL} - T_2$$

$$I_{SS} \dot{\omega}_{SS} = T_1 + T_2 - T_3 - T_5 - T_7 - T_{C7}$$

$$I_3 \dot{\omega}_3 = -T_4 - T_{B3}$$

$$I_2 \dot{\omega}_2 = T_3 + T_4 - T_6 - T_{B2}$$

$$I_1 \dot{\omega}_1 = T_5 + T_6 - T_8 - T_{B1}$$

$$I_7 \dot{\omega}_7 = T_7 + T_8 + T_{C7} - T_{RG}$$

$$I_V \dot{\omega}_V = T_{SG} + T_{RG} - \gamma T_V$$

여기서  $\alpha, \beta, \gamma$ 는 기어비를 나타낸다.

운동방정식에서는 클러치 작동 유압에 의하여 클러치 토크가 결정되어 이에 따라 차량의 속도 및 출력토크가 구해지게 된다.

원심클러치가 포함된 변속장치 장착 차량은 변속할때 원심 클러치가 결합된 상태이기 때문에 운동방정식에는 원심 클러치에 대한 항이 생략되었다.

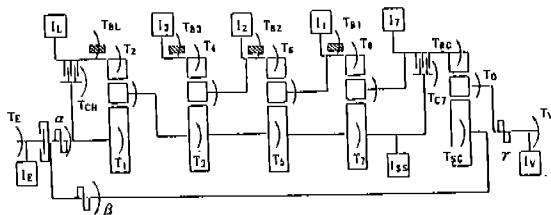


Fig. 2 Modeling of a transmission with centrifugal clutch equipped vehicle

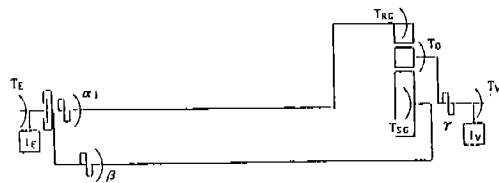


Fig. 3 Modeling of Phase 1

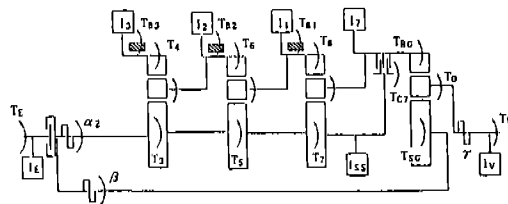


Fig. 4 Modeling of Phase 2

변속시 발생하는 과도현상을 해석하기 위하여 변속상태 변화에 입각한 모델링을 수행하였으며 상태 3은 모든 클러치가 분리된 상태로서 Fig. 2의 기본 모델링과 같다. Fig. 3은 상태 1에서의 모델링 결과이다. 상태 1은 두개의 클러치가 모두 구속되어 각 단수에서의 정해진 속비가 결정되며 1자유도의 움직임을 하고 있음을 보여준다.  $\alpha_1$ 은 각 단수별로 결정되어지는 기어비이다.

상태 1의 모델링에서 각 부분의 운동방정식은 다음과 같다.

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - \alpha_1 T_{RG} + \beta T_{SG}$$

$$I_V \dot{\omega}_V = T_{SG} + T_{RG} - \gamma T_V$$

상태 2는 저단, 고단의 범위를 결정된 상태이다. 동력전달계의 운동은 2자유도이며 Fig. 4는 상태 2에서의 모델링 결과이다. 여기서  $\alpha_2$ 은 고단, 저단에 따라 결정되는 기어비이다.

상태 2의 모델링에서 각 부분의 운동방정식은 다음과 같다.

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - \alpha_2 (T_3 + T_5 + T_7) - T_{C7} - \beta T_{SG}$$

$$I_3 \dot{\omega}_3 = -T_4 - T_{B3}$$

$$I_2 \dot{\omega}_2 = T_3 + T_4 - T_6 - T_{B2}$$

$$I_1 \dot{\omega}_1 = T_5 + T_6 - T_8 - T_{B1}$$

$$I_7 \dot{\omega}_7 = T_7 + T_8 + T_{C7} - T_{RG}$$

$$I_V \dot{\omega}_V = T_{SG} + T_{RG} - \gamma T_V$$

## 2.4 변속시 과도현상 고찰을 위한 시뮬레이션 해석

동력전달계의 기본 운동방정식과 변속시 발생하는 상태별 운동방정식을 이용하여, 각 단으로 변속할 때와 실제 연구대상 차량이 자동 변속으로 주행중에 발생하는 과도현상을 고찰할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. Fig. 5은 시뮬레이션 프로그램의 흐름도(flow chart)이다.

운동방정식은 4차의 Runge-Kutta법을 이용하여 반복계산에 의하여 동력전달계의 상태 즉 엔진, 차량의 속도변화 그리고 출력 토오크, 클러치 작동 압력의 변화를 고찰하였다.

프로그램의 입력 자료의 경우, 관성모우먼트는 도면상의 기어, 축 등의 각 부품의 관성모우먼트를 계산한 후 이를 모델링한 축에 대한 등가관성모우먼트를 구하였으며 제작회사에서 제시된 전체 시스템의 관성모우먼트와 비교하여 수정한 후 사용하였다. 마찰계수는 제작회사에서 실시한 클러치 마찰실험 결과에 의한 마찰계수를 사용하였으나 실제 클러치의 사용상태, 사용에 의한 마모 정도 등의 영향을 받아 크게 값의 차이가 생기므로 실험결과를 이용하여 이를 고려하였다.

시뮬레이션은 변속이 일어날 수 있는 모든 단수에 대하여 수행하였으며 변속 특성에 영향을 미치는 인자로서 변속시간, 유압 실린더 압력의 크기, 유압 실린더 압력 작동방법 그리고 댐프로들의 영향을 선택하여 각 인자의 변화에 대한 영향을 평가하였다.

차량이 정지상태에서 출발하여 고속 상태가 되기 위해서는 저단에서 고단으로 순차적인 변속이 이루어져야 한다. 이와 같은 자동변속은 변속을 제어하는 전자제어계인 ECU(Electric Control Unit)가 존재하여 정해진 변속시점에서 솔레노이드 밸브의 조작에 의한 클러치 작동에 의해 변속을 하게 된다.

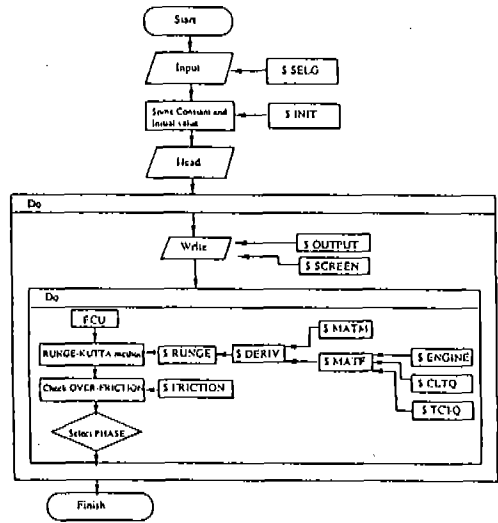


Fig. 5 Flow chart of the simulation program

주행 시뮬레이션은 ECU에 의해 제어되는 변속과정을 프로그램으로 만들어 이미 만들어진 변속을 위한 시뮬레이션 프로그램에 포함시켜 고속까지 도달할 때까지의 차량의 상태를 고찰한다. 그러므로 주행 시뮬레이션 프로그램의 흐름도는 Fig. 5에서 입력자료인 변속시간이 ECU의 특성을 나타내는 프로그램으로 바뀌어지게 된다.

## 3. 실증실험

변속시 발생하는 차량의 과도 현상에 대한 시뮬레이션 결과를 실제 차량의 실증 실험을 통하여 검증하였다. 실증실험은 연구대상 차량을 노면위에서 직접 주행시키는 주행실험을 실시하였으며, 노면에 의한 영향을 최소화하고 일정한 조건의 실험을 위하여 차량의 주행은 전용 주행시험장에서 실시하였다.

연구대상 차량은 운전자가 운전형태를 결정하면 ECU에 의해서 자동적으로 변속점에서 변속이 이루어진다. 주행중의 주행조건을 가능하면 일정하게 하기 위해서 주행시험장을 이용하였고 일반적인 변속상태인 풀스로틀로 2 단에서 7 단까지 가속하는 주행실험을 하였다. 결과는 엔진회전 속도, 차량속도, 출력토오크, 각 클러치에서의 유압 실린더내의 압력

을 측정하였다.

엔진속도는 엔진축에 잇수 30개의 스프로킷을 부착하고 간극측정단자를 고정하여 주파수-전압변환기(F-V converter)에 연결하였고 차량속도는 ECU에서 자동변속시 사용되는 차량속도 측정점에서의 신호를 주파수 전압 변환기에 연결하여 기록하였다. 출력토크는 변속장치와 최종 기어열 사이의 출력축에 스트레인 게이지를 부착하여 전송시스템(tel-emeter system)의 송신부에 연결하여 신호를 수신부에서 수신하여 계측장치에 연결하였다. 실린더내 압력은 변속기 외부에 있는 각 실린더 유압 측정구에 어댑터(adapter)를 제작하여 압력 변환기를 고정하였고 이를 전용 증폭기에 연결한다. 각 출력신호는 Rapicorder에 기록하여 결과를 Digitizer로 정리하였다. Fig. 6은 실험장치의 연결도이다.

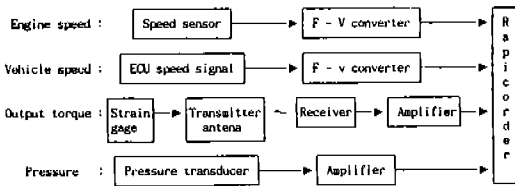


Fig. 6 Schematic diagram of experimental set-up

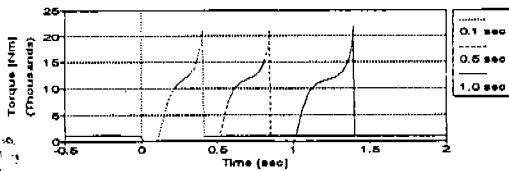


Fig. 7 Shift Characteristics when Gear Change

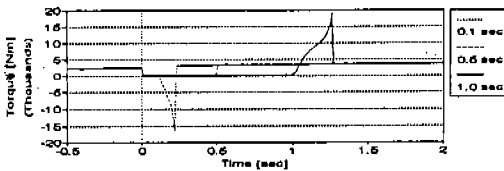


Fig. 8 Shift Characteristics when Gear Change

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 변속과도현상 해석결과

시뮬레이션은 변속 특성에 영향을 미치는 인자로서 변속시간, 유압 실린더 압력의 크기, 유압 실린더 압력 작동방법 그리고 덤프로트의 영향을 선택하여 각 인자의 변화에 대한 출력토크의 영향을 평가하였다.

#### 변속시간의 영향

Fig. 7은 6단에서 7단으로의 상단변속시 Fig. 8은 6단에서 5단으로의 하단변속시 변속시간의 변화에 따른 변속장치의 출력토크  $T_o$ 를 나타낸다.

상단변속에서는 변속시간이 증가할수록 순간 최대출력토크가 약간 증가되고 이는 변속시간이 길어지면 클러치 상대속도가 커지고 이것을 고정시키기 위해서 큰 토크가 필요하기 때문이다. 이와 동시에 클러치에서 미끄럼이 발생하는 시간도 길어지게 된다. 즉, 상단변속에서는 변속시간이 각충격량(토크 × 시간)에 커다란 영향을 미치는 요소이지만 변속시간의 변화에 따른 최대토크의 변화는 그다지 크지 않음을 보여주고 있다.

하단변속의 경우에 일반적으로 시간이 매우 짧은 변속시간에서는 역토크의 발생이 관찰되는데, 이는 변속전후의 차량속도가 일정하다고 할때 기어비의 증가로 상당 엔진회전속도가 증가하여야 하므로 역토크가 발생하게 된다. 그러나 변속시간이 증가하면 점점 크기가 감소하다가 어느 근방에서 정토크가 걸리기 시작하여 변속시간이 더욱 증가하면 최대토크의 크기가 커지고 있음을 관찰할 수 있다. 이러한 경계점인 임계시간에서는 매우 작은 크기의 출력토크가 작용하므로 원활한 변속이 가능하다.

즉, 하단변속에서는 변속시간이 변속특성에 영향을 가장 크게 미치는 요소로 작용하고 있음을 알 수 있다.

#### 유압실린더 압력 크기의 영향

Fig. 9는 상단변속시 유압 실린더 내의 클

러치 작동압력이 현재 사용압력인 420000N/m<sup>2</sup>으로 하였을때, 계산상의 적정압력인 200000N/m<sup>2</sup>일 때와 필요압력의 1/2로 하였을때의 결과이다.

실린더 내의 압력이 적정압력에 가까울수록 최대 출력토크의 값이 현저히 작아지고 필요 압력보다 작은 경우에는 완전한 결합이 이루어지지 않고 미끄럼 상태가 계속됨을 알 수 있다. 유압 실린더내의 압력이 변속특성에 커다란 영향을 미치는 요소로 작용함을 알 수 있다. 물론 압력이 낮을수록 미끄럼이 일어나는 시간이 증가하므로 내구성 문제를 고려하여 적정한 압력이 결정되어야 할 것이다.

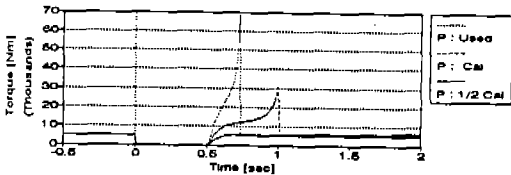


Fig. 9 Shift Characteristics when Gear Change  $t = 0.2$  sec

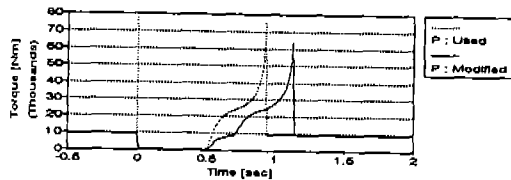


Fig. 10 Shift Characteristics when Gear Change

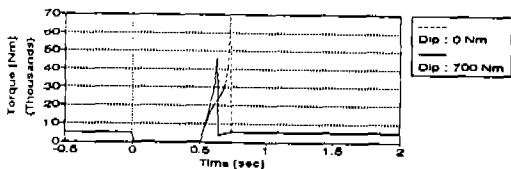


Fig. 11 Shift Characteristics when Gear Change

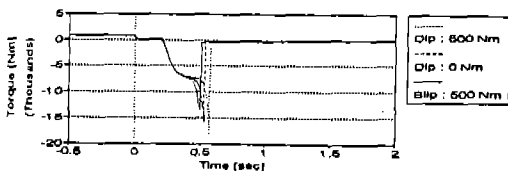


Fig. 12 Shift Characteristics when Gear Change

### 유압실린더 압력작동방법의 영향

특히 저단 범위에서의 클러치 작동압력은 고단범위에서의 작동압력에 비하여 매우 크며 시뮬레이션 결과에 의하면 저단일수록 변속시 발생하는 최대 출력토크가 현저히 크게 나타나고 있다. 저단에서의 변속시 클러치 작동압력을 일정시간 저압의 상태를 거친 후 고압이 작용하는 실린더 압력지연을 시도해 본다.

Fig. 10는 실린더 압력 지연없이 직접 고압의 클러치 압력이 작용하는 경우와 일정시간 저압의 상태를 거친후 고압의 클러치 압력이 작용하였을 때의 결과이다. 이와 같은 실린더 압력 지연은 최대 출력토크의 크기를 감소시켜주는 효과가 있다는 것을 알 수 있다.

### 딥스로틀의 영향

Fig. 11은 딥스로틀의 영향을 알아보기 위하여 상단변속시 딥스로틀량을 0 Nm (딥스로틀 하지 않음), 700 Nm로 하였을 때의 결과이다. 딥스로틀을 행함으로서 최대출력토크가 줄어들며 동시에 미끄럼이 일어나는 시간도 줄어들었음을 알 수 있다.

그러나 Fig. 12의 경우는 하단변속할 때로서 역토크가 발생하는 경우에는 딥스로틀이 오히려 더 큰 역토크가 걸리게 하고 있고 100 Nm만큼 블립 스토틀을 하는 경우에는 최대토크가 작아지고 있음을 관찰할 수 있다.

같은 조건 즉, 같은 피스톤 유압 같은 변속 시간인 경우에는 정토크가 걸리면 딥스로틀, 역토크가 걸리는 경우에는 블립스토틀을 하는 것이 유리함을 알 수 있다.

### 4.2 주행 시뮬레이션결과 및 실험결과

Fig. 13은 자동화 프로그램에 의하여 2단에서 7단까지 변속시 발생하는 출력토크이다. 그림의 (a)는 실험결과이고 그림의 (b)는 시뮬레이션 결과이다.

시뮬레이션 결과와 실험결과가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 차량이 출발할 때에는 원심 클러치의 작동에 의한 기동 토크가 크게 작용하고 있고 변속이 시작할 때에는 클러치가 분리되어 동력이 단절되므로 토크가 감



소하고 있다. 2 단에서 3 단으로 변속후에는 곧 이어 3 단에서 4 단으로의 변속이 이루어지며 이후에는 변속이 될때까지 어느 정도의 시간이 필요하게 된다. 시뮬레이션에서 6 단에서 7 단으로 변속이 실험에 비하여 빨리 나타나는 것은 차량의 속도가 빨라질수록 주행 부하가 증가하게 되는데 시뮬레이션에서 이를 적게 고려하였기 때문이다. 과대 토크의 크기는 대개 저단에서 크게 나타나며 특히 2 단에서 3 단으로의 변속시 매우 크게 나타난다.

Fig. 14는 차량의 속도와 엔진의 속도를 나타내고 있다. 그림(a)는 실험결과이고 그림(b)는 시뮬레이션 결과이다. 시뮬레이션 결과가 실험결과에 비하여 빨리 가속이 되고 있는데 이것은 실제 차량은 어느 이상의 가속이 되면 차량의 관성에 의하여 캐터필러와 지면사이에 미끄럼이 발생하여 견 돌기 때문에 변속시에 차량속도의 증가가 크게 이루어지고 있다. 엔진속도는 클러치가 결합이 되어 있을때는 차량속도에 일정 기어비만큼 되기 때문에 변속 전후하여 크게 감소하게 되며 클러치가 분리 되었을 때는 부하관성이 작아지므로 엔진속도가 다소 증가하고 있다.

Fig. 15는 유압 실린더내의 압력을 나타낸 그림이다. 그림의 (a)는 실험결과를 나타내고 그림의 (b)는 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 차량의 변속시점과 더불어 거의 일치한 결과를 보이고 있으며 실험결과에는 다른 클러치의 작동시 압력의 요동이 매우 크게 나타나고 있다.

### 5. 결 론

차량용 변속장치의 변속 과도특성을 고찰하기 위한 모델링을 제시하였으며 시뮬레이션을 이용한 이론적 해석을 수행하여 실차 실험을 통하여 검증을 하였다.

주요 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

1) Merrite-Wilson 기어계로 구성된 차량용 변속장치를 중심으로 한 엔진-변속장치-차량-주행부하의 동력전달계에 대한 동적 모델링 기법을 제시하였다.

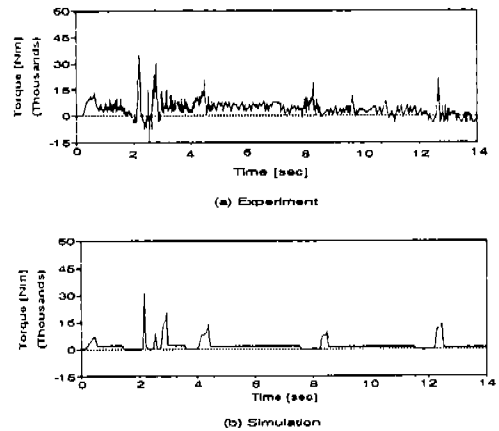


Fig. 13 Driving Simulation-Output Torque

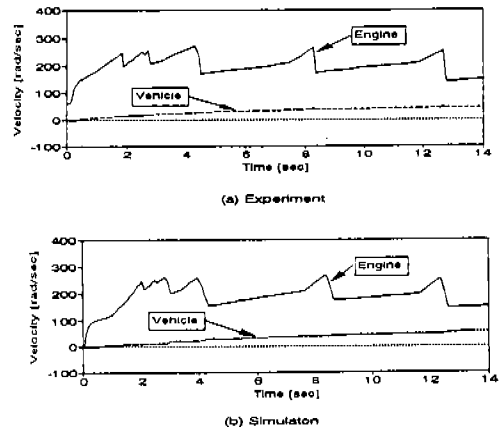


Fig. 14 Driving Simulation-Engine speed and Vehicle speed

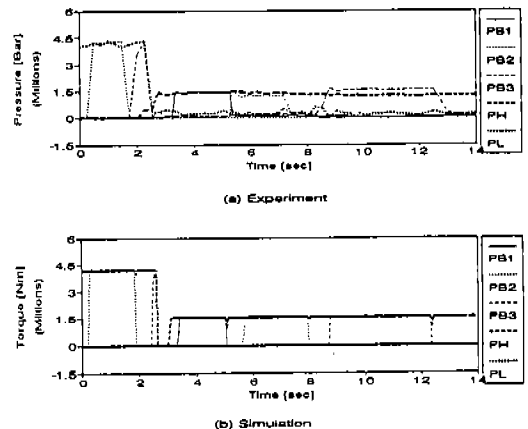


Fig. 15 Driving Simulation-Pressure

2) 변속 인자를 변속시간, 클러치 작동 압력, 클러치 작동방법, 디프로블 양으로 선택하여 시뮬레이션 해석을 수행한 결과, 상단변속에서는 변속시간이 짧을수록 과대출력 토오크의 크기가 줄어 들었으며 하단변속의 경우에는 임계속도가 존재하여 부드러운 변속이 가능하였다. 클러치 작동 압력의 크기는 작을수록 좋으나 작을수록 미끄럼이 발생하는 시간이 증가하므로 내구성을 고려하여 결정하여야 하며 이상적인 유압의 작동은 압력의 변조에 의한 방법을 도입하여야 한다. 상단변속시에는 디프로블이, 하단변속에서는 블립프로블이 변속시 발생하는 과대 토오크의 크기를 감소시킨다.

3) 변속장치의 ECU내의 자동화 알고리즘을 프로그램화하여 차량의 실제 주행시뮬레이션을 수행한 결과, 주행시뮬레이션에 의하여 차량의 가속성과 적절한 변속시점을 결정할 수 있으며 이 결과는 변속장치의 동적성능에 관한 연구와 연비효율을 위한 연구에도 이용될 수 있다.

## 후 기

이 연구는 국방과학연구소, (주)대우중공업과 한국과학재단 터보동력기계연구센터의 지원하에 수행된 것으로 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. B.E. Cartwright, "Design Practices: Passenger Car Automatic Transmission", SAE, New York, 1973.
2. P.N. Blumberg, "Powertrain Simulation: A Tool for the Design and Evaluation of Engine Control Strategies in Vehicles", SAE Paper No. 760158.
3. B.K. Powell, "A Dynamic model for Automatic Engine Control Analysis", Paper WA5-11:15, 18th IEEE Conference on Decision and Control, pp. 120-126, Dec. 1979.
4. D.J. Dobner, "A Mathematical Engine Model for Development of Dynamic Engine Control", SAE Paper No. 800054, 1980.
5. P.G. Delosh, K.J. Brewer, L.H. Buch, T.F.W. Ferguson and W.E. Tobler, "Dynamic Computer Simulation of a Vehicle with Electronic Engine Control", SAE Paper No. 810447.
6. M.C. Tangarides and W.E. Tobler, "Dynamic Behavior of a Torque Converter with Centrifugal Bypass Clutch", SAE Paper No. 850461, 1985.
7. T. Ishihara, M. Oya, H. Nishikawa and K. Suzuki, "Transient Characteristics of Automatic Transmission during Gear Changing", The 12th FISITA Congress, May 1968.
8. T. Ishihara, S. Inui, "Testing Method for Automatic Transmission during Gear Changing", The 13th FISITA Congress, 1970.
9. L.G. Koch, "Powertrain Vehicle Modeling to Simulate Shifting Transients of off-Highway Vehicles", SAE Paper No. 720044.
10. M.M.A. Shahin, "A Numerical Technique for Theoretical Analysis of Transmission Systems", IMechE, C146/84, pp. 107-111, 1984.
11. D. Cho and J.K. Hedrick, "Automotive Powertrain Modeling for Control", to be published in ASME, J. of Dynamic System, Measurement and Control, 1988.
12. 이장무, 이교일, 박영일, 김영덕, 송철기, 강희석, "차량용 유압변속장치의 동특성에 관한 연구", 대한기계학회 논문집, 제 12권, 제 4호, pp. 682~693, 1988.
13. 박영일, "차량용 변속장치의 변속과도특성에 관한 연구", 박사학위논문, 서울대학교, 1991.