

## 2단 변속시스템을 이용한 전기자동차의 변속제어 알고리즘 Two-Speed Gear Shift System for Electric Vehicles

성기택\*, 이준웅\*  
Kitaek Sung, Joonwoong Lee

### ABSTRACT

A shift control algorithm of a newly developed two-speed gear shift system is proposed for electric vehicle applications. The algorithm is formulated according to the motor torque map and optimized to obtain the adequate propulsion characteristics for vehicle. Two speed gear system with shift control algorithm has proved greater efficiencies in terms of energy economy with its simplified hardware and software structures. The gear shifting is designed to be carried out by an actuator and the control signal from a vehicle control unit equipped with  $\mu$ -processor. The results of performances and efficiency of the algorithm by simulation and vehicle test are described.

주요기술용어 : Electric Vehicle(전기자동차), Two-speed Shift System(2단 변속시스템), Driving Control(구동제어), Shift Control(변속제어), Vehicle Control Unit(차량 제어기), Traction Force(구동력)

### 1. 서 론

자동차에 있어서 변속기는 구동력원의 회전력과 회전속도를 차량 주행성능 특성에 맞추도록 변화시켜 구동륜에 전달하는 장치로 내연기관 자동차에서는 엔진의 특성에 맞는 구조와 성능을 갖도록 설계된다. 엔진은 초기 기동력이 작고 최고 6,500(rpm)의 회전속도를 갖기 때문에 플라이휠(flywheel)과 4단 이상의 기어가 필요하고, 일방향 회전에 의한 후진기어 및 변속시 구동력 전달을 끊어주기 위한 클러치가 필요하다. 그러나 전기자동차의 구동력원인 구동모터는 차량이 요구

하는 주행성능과 유사한 구동특성을 가지고 있어 기존 엔진의 구동특성에 맞게 개발된 변속기를 전기자동차에 응용하기 위해서는 구조와 성능의 개선이 요구된다.

구동모터는 그림1과 같이 가솔린엔진에 비해 초기 구동력이 크고, 최고 8,000rpm이상의 회전속도를 갖기 때문에 기존 내연기관 자동차에서 사용되고 있는 다단 기어보다는 단일감속기가 널리 활용되어 왔다[1, 2]. 그러나 단일 감속기에서는 등판을 위해 기어비가 커지며 이에 따라 차량의 고속 주행시 다단 감속기보다는 구동모터가 고속 영역에서 운전될 하계되므로 에너지 낭비요인이 된다. 따라서 차량 주행시 구동모터의 성능

\* 정회원, 현대자동차 선형연구소 전자연구팀

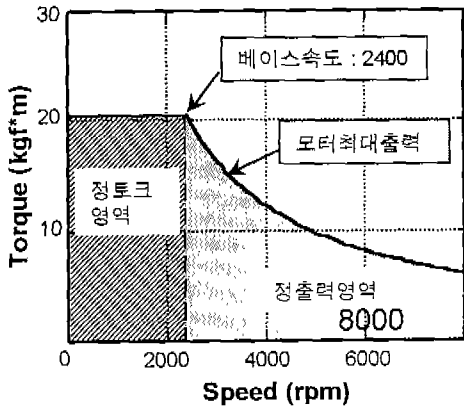


Fig. 1 Motor characteristics

과 효율을 극대화하기 위하여 가속, 등판 성능에 필요한 큰 기어비와 중·고속에서 요구되는 작은 기어비를 동시에 만족시킬 수 있는 2단 변속 시스템의 개발이 요구된다[3, 4]. 또한 구동모터는 특성상 차량 주행시 아이들링(idling)이 없고, 회전속도의 정밀제어가 용이하므로 변속시 구동력 차단을 위해 사용되는 클러치가 필요 없으며, 역회전 제어가 가능하므로 후진기어 또한 불필요하다. 본 논문에서는 이와 같은 개념에 의하여 개발된 2단 변속시스템을 장착한 전기자동차의 변속 제어 알고리즘을 제안하고, 시뮬레이션과 차량시험을 통해 그 성능을 검증하는 것이다.

## 2. 전기자동차 구동특성 및 변속패턴

차량의 구동특성이란 엑셀과 브레이크 페달에 따른 구동원의 구동력이 변속기와 드라이브 트레인을 거쳐 차량휠에 전달되는 특성을 의미한다. 내연기관자동차의 구동특성은 엑셀페달에 따른 트로틀밸브의 개도 조절에 의해 차량제어기가 공기주입량과 연료량을 제어함으로써 발생한 구동력이 변속기와 드라이브 트레인을 통해 차량휠에 전달된다. 이때 엔진의 자체특성, 오일, 온도, 배기가스등에 많은 영향을 받기 때문에 구동특성의 제어가 어려우며 엔진의 출력 토크와 회전수의 한계성으로 인해 그림2와 같이 다단의 기어가 필

요하다[5].

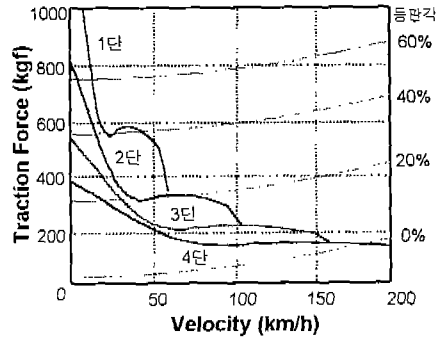


Fig. 2 Engine operating characteristics

반면에 전기자동차의 구동특성은 엑셀페달 깊이(duty ratio)에 따른 전기적 신호로 구동모터에 입력되는 전류를 인버터가 미리 프로그래밍된 토크맵에 따라 정밀 제어함으로써 차량특성에 맞게 구동력이 제어된다[6]. 또한 모터는 높은 출력과 회전수를 가지므로 그림3에서와 같이 저속 주행시 급가속과 등판을 위한 저단 기어와 일반 주행모드에서의 고단 기어만이 필요하고 역회전 제어가 가능하므로 후진을 위한 별도의 기어가 불필요하다[7]. 그림3에서 알 수 있는 것은 구동모터를 동력원으로 한 1단 기어에서 등판능력은 50%이상을 만족하고 2단 기어에서는 130km/h의 차속이 실현된다는 것이다.

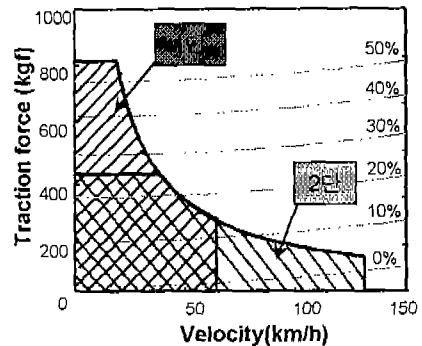


Fig. 3 Operating characteristics of motor and 2-shift gear

변속패턴이란 차량속도와 엑셀페달에 따라 변

속되는 패턴으로 페달영역의 전구간에서의 차속에 대한 1단, 2단의 변속점을 결정한다. 구동특성과 변속패턴은 차량의 주행성능과 변속성에 큰 영향을 주는 매우 중요한 요소로 차량의 구동력이 모터가 저속영역일 때에는 최대토크를 출력하고 회전속도가 증가할수록 토크가 정출력곡선을 따라 출력하는 특성을 보이도록 설계하는 것을 기본 목표로 한다. 이를 위해 1) 차량의 구동특성은 엑셀 깊이에 따라 정상상태의 속도가 선형적으로 증가해야 한다. 이는 엑셀의 깊이가 일정할 때 차량은 초기에 가속하다가 부하가 점차 증가하여 차량구동력과 같아지는 시점에서 정속주행을 하며 이러한 정속주행점이 엑셀깊이와 선형적인 관계가 있어야 한다. 2) 또한 엑셀에 의한 구동력과 브레이크에 의한 회생제동력이 전 영역에서 연속적이어야 한다. 운전자는 구동력과 제동력을 엑셀과 브레이크 페달로 제어하는데 엑셀페달 깊이와 브레이크 페달 깊이가 연속적이기 때문에 구동력과 브레이크력도 연속적이어야 차량에 충격이 없다. 3) 고속에서 엑셀 깊이의 일정량까지는 회생제동이 걸리도록 함으로써 에너지 축적을 크게 한다. 고속으로 주행하다가 엑셀 깊이를 0%(브레이크도 0%)로 하는 경우 회생제동이 걸리게 함으로써 향상된 안정성 및 에너지 축적을 갖도록 한다. 운전자가 엑셀을 0%로 한다는 것은 감속을 하겠다는 뜻이므로 브레이크 페달에 발이 옮겨지는 동안에 미리 제동력을 어느 정도 걸리게 함으로써 제동거리를 줄일 수 있고 감속을 조금만 하고자 할 때 브레이크를 밟지 않아도 회생제동에 의해서 감속이 되게 함으로써 에너지 축적을 더 크게 할 수 있다. 4) 또한 일정 차속 이하에서 엑셀 및 브레이크 깊이가 0% 일 때 크립(creep) 구동력을 주어 복잡한 도심 주행 모드에서의 운전 편의성 향상시킨다. 5) 변속시 구동력 변동이 없도록 설계하여 변속충격이 없도록 한다. 1단에서 2단 또는 2단에서 1단으로 변속할 경우 변속 전·후의 휠에 전달되는 구동력에 있어서 차이가 없도록 함으로써 변속 충격이 없도록 한다. 1단과 2단 기어비가 다르기 때문에

모터가 변속전과 변속후에 같은 토크를 발생하게 한다면 휠에 전달되는 구동력은 기어비 만큼 차이가 생겨 변속 충격으로 나타날 수 있다. 6) 1단 ↔ 2단 변속점사이의 히스테리시스를 20km/h 이내로 두어 빈번한 변속을 막는다. 본 논문에서는 이를 위해서 모든 변속 영역을 정출력점에서 설계하였다. 그림4는 구동특성 및 변속패턴의 설계 결과이다[4].

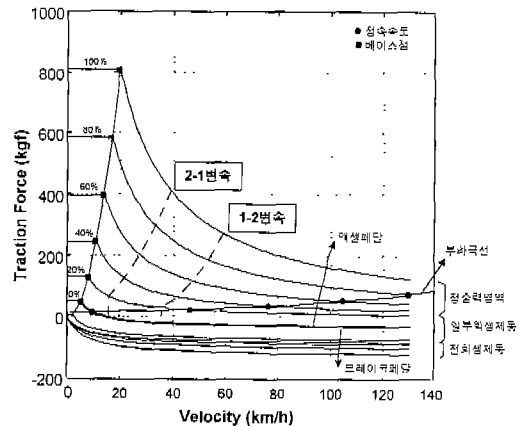


Fig. 4 Propulsion characteristics and shift pattern

### 3. 변속 메커니즘

논문에서 제안한 2단 변속시스템은 그림5에 보인바와 같이 기존 수동 변속기의 싱크로나이저(synchronizer)가 포함된 2단기어로 구성되었고, 후진기어를 제거하였으며, 커플러(coupler)를 이용하여 구동모터와 직접 체결하였다. 2단 변속시스템의 변속은 DC모터와 감속기로 구성된 액추에이터(actuator)가 차량제어기의 제어신호에 의해 자동변속을 한다. 액추에이터의 구동방향 제어를 위한 기어 위치판단은 그림6에 보인바와 같이 쉬프트 로드(shift rod)와 연결된 2개의 변속 스위치로부터 변속변위에 따른 On/Off 조합 신호를 차량제어기가 인지하여 제어한다. 그림7은 개발된 2단 변속시스템의 실차 장착도를 보여준 것이다.

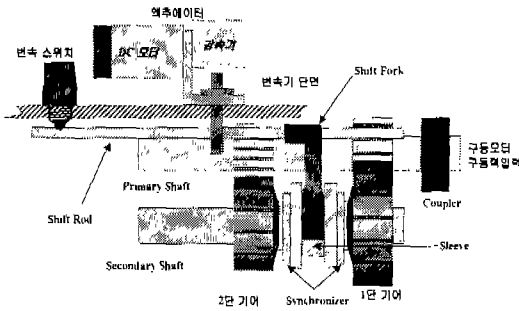


Fig. 5 Configuration of 2-shift gear system

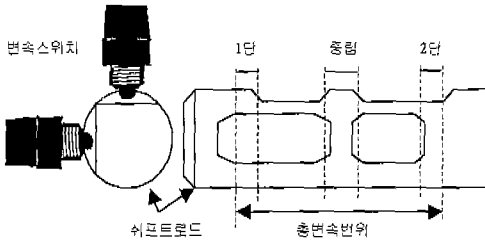


Fig. 6 Diagram of shift switch

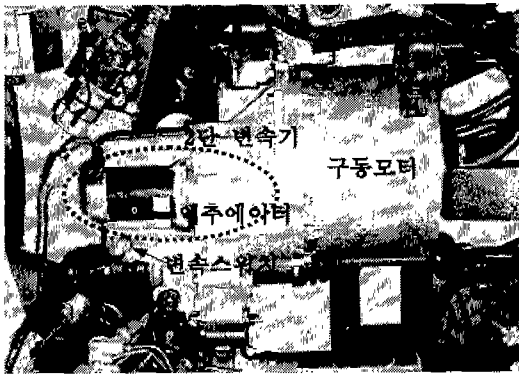


Fig. 7 System installation in vehicle

기존 수동변속기에서는 변속시 기어의 회전수에 의한 변속부하를 운전자의 노브 조작력에 의존하였으나, 전기자동차용 2단 변속시스템에서는 그림5와 그림7에서 보여준 액추에이터가 차량 제어기의 구동신호에 의해 자동변속을 한다. 클러치를 사용하지 않고 모터와 변속기를 직접 체결한 2단 변속기에서는 2단의 기어만을 사용하

로 기어비의 차가 상대적으로 커져서 변속시 발생하는 변속전후의 구동모터의 속도변화량이 매우 크므로 속도동기를 위한 싱크로나이저 기구의 부담이 커졌다. 이러한 변속부하를 구동모터의 능동적 속도제어로 줄여주어 변속기 내부의 싱크로나이징 기구의 부담을 덜어주고 저용량의 액추에이터로도 변속을 가능하게 해주는 점이 본 논문에서 제안하는 변속 매커니즘의 특징이다. 속도제어는 차량의 휠과 모터축이 분리된 상태인 중립상태에서 변속상태에 따른 모터의 회생제동 및 모터링 모드의 제어로 이루어지며, 액추에이터 구동방향 결정 및 속도제어를 위한 중립위치 등 기어 위치 판단은 변속스위치 2개를 이용한 on/off의 조합으로 차량제어기에서 기어 상태를 항상 인지하고 있다. 그림8은 1단에서 2단 변속시의 각 시스템 제어 흐름도이며 구간별 특성은 그림에서 보여준 바와 같다.

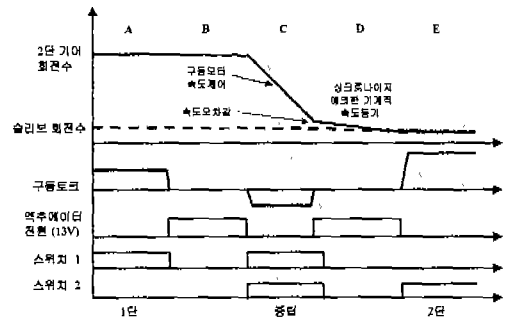


Fig. 8 Control diagram of shift system

A 구간 1단 주행 구간으로 액추에이터는 구동 정지상태이고 구동모터는 운전자의 엑셀 페달 조작에 의해 토크가 발생한다.

B 구간 1단으로 주행중인 차량이 변속 목표 차속에 도달하게 되면 차량제어기에서 인버터에 모터 토크를 "0"으로 인가하여 변속시 구동력 전달을 차단시키고 액추에이터에 전압을 인가, 액추에이터를 구동시킴으로서 변속이 이루어진다.

C 구간 슬리브가 중립위치에 도달하면 액추에이터는 구동을 멈추며 이때 구동모터의 토크제어로 변속력을 줄여준다. 변속력은 1단과 2단기

어 사이의 회전수차에 의존하므로 슬리브의 회전 속도와 빈속되려는 2단 기어와의 회전수차를 구동모터의 토크 제어로 줄여준다. 여기서 중립에서의 모터 토크 제어의 목표치는 1단과 2단 기어 회전수차의 약 80%로 줄여주기 위한 속도 오차 값으로 2단기어의 회전수를 슬리브의 회전속도와 근접하게 줄일 수 있다. 속도제어가 끝나면 모터 토크는 다시 "0"으로 인가되고 액추에이터가 구동되어 2단으로의 변속이 이루어진다.

D 구간 슬리브는 액추에이터 구동에 의해 싱크로나이저에 의한 기계적인 속도동기가 이루어지며 모터 토크는 계속 "0"이다.

E 구간 2단으로 변속이 종료되는 시점으로 액추에이터는 구동을 멈추고 구동 모터는 운전자의 엑셀 페달에 의한 구동명령으로 토크를 발생시킨다.

Table 1 Range pattern and its characteristics

표기	명칭	특 성
P	Parking	기어상태 중립으로 모터가 구동되지 않는다. 파킹 브레이크에 의해 차량 제어기로 신호가 입력된다.
R	Reverse	기어상태 1단으로 모터의 역회전 제어로 후진한다.
N	Neutral	기어상태 중립으로 휠축은 구동축과 분리되어 있으며 페달 깊이에 따라 모터가 구동된다
D	Drive	최초 기어상태는 1단으로 주행 상태에 따라 미리 짜여진 변속 패턴에 의해 변속이 이루어진다. 변속시 중립 상태에서 모터 속도 제어가 들어간다.
L	Low	등판과 같은 고출력이 요구되는 주행상태를 위한 1단 고정 레인지로 2단 주행시에는 2단→1단 변속영역에서 변속이 이루어진다.

#### 4. 변속 메커니즘

변속 레인지 패턴 및 특성은 표 1과 같다. 변속 제어 로직에 사용되는 파라미터는 변속스위치에

의해 계속된 기어 위치(이하  $s/v$ )와 차량속도(V)에 따른 변속명령 신호(이하  $shcmd$ )와 액추에이터 구동명령(이하  $ActDir$ )으로 구성된다. 여기서  $shcmd$ 와  $ActDir$ 의 값은 1단 쪽으로 변속시 "1", 2단 쪽으로 변속시 "-1", 정지는 "0"이며  $s/v$ 는 1단은 "2", 중립은 "0", 2단은 "-2"로 정의하였다.

#### 4.1 레인지 결정

드라이버로부터 입력된 레인지 결정은 현재 차량속도로부터 인정할 것인지를 판단한다. P-레인지가 입력되면 차량속도가 한계속도( $V_e$  : 3km/h)보다 작으면 현재모드를 P로 인정하고 N-레인지가 입력되었을 경우는 항상 인정한다. 전진 레인지인 D 또는 L이 입력될 때 현재 N-레인지이면 항상 인정하고, R-레인지이면 차량속도가  $-V_e$ 보다 클 경우에만 인정한다. R-레인지가 입력되었을 경우는 현재 N-레인지이면 항상 인정하고, 현재 레인지가 전진모드이면 차량속도가  $V_e$ 보다 작을 경우에만 인정한다. 그 이외의 경우는 현재 레인지를 유지한다. 단 이때 안전을 고려하여 R-레인지를 인정하는데는 2초 동안의 지연시간(delay time)을 준다.

#### 4.2 P, R, N 레인지

P-레인지 변속은 슬리브가 중립을 벗어나 1단 쪽에 있을 경우  $shcmd$ 는 "-1", 중립을 벗어나 2단 쪽에 있을 경우는 "1", 중립에 있을 경우는 "0"의 값을 갖는다. 여기서 액추에이터 구동명령인  $ActDir$ 은  $shcmd$ 값이 되므로 1단이나 2단에 기어가 물려있을 경우 중립으로 빠지게 된다. R-레인지 변속은 슬리브가 속도에 상관없이 1단으로 기어가 물려있을 경우는 1단을 그대로 유지하고 중립이나 2단일 때는 1단 쪽으로 변속시켜준다. N-레인지 변속은 슬리브가 중립을 벗어나 2단 쪽으로 가 있을 경우는  $shcmd$ 와  $ActDir$ 를 "1"로 세팅하여 중립으로 변속되도록 한다. 마찬가지로 슬리브가 중립을 벗어나 1단 쪽으로 가

있을 경우는 shcmd와 ActDir를 “-1”로 세팅하여 변속되도록 한다. 중립에서 모터의 구동은 기준차에서 아이들링을 하듯이 페달의 깊이에 따라 모터가 운전된다.

### 4.3 D 레인지

1단→2단 변속속도 ( $V_{12}$ ) 이하에서 1단인 경우는 1단을 유지하고 이 속도보다 크면 2단으로 변속명령을 내린다. 2단→1단 변속속도 ( $V_{21}$ ) 이상에서 2단인 경우는 2단을 유지하고 이 속도보다 작으면 1단으로 변속명령을 내린다. 이 레인지에서는 중립 위치에서 변속력을 줄이기 위한 모터 속도제어 알고리즘을 포함하고 있다. 1단에서 2단으로 변속시를 예로 들면 1단을 빠져나온 슬리브는 1단 기어의 회전수로 2단 기어로 변속이 된다. 이때 중립 위치에서 구동 모터의 토크 제어가 들어가서 2단 기어의 회전수를 조정하여 양 기어간의 회전수차를 80%만큼 줄여준다. 변속중 차량 제어기에서는 변속 직전의 모터 속도와 중립에서 속도제어 과정의 모터 속도를 읽어 그 속도차를 연산하여 속도제어 오차 목표값과 비교하며, 이때 회전수차가 목표값보다 작아지면 모터토크는 영으로 떨어지고 ActDir를 shcmd “1”이나 “-1”로 세팅하여 변속을 수행한다. 이때 클러시 현상에 의한 액추에이터의 과부하를 막기 위해 액추에이터의 돌입되는 전류량의 한계를 설정하여 과부하시 액추에이터가 중립 위치로 복귀한 후에 다시 구동되도록 설계하였다.

## 5. 변속 제어 성능 실험 결과

### 5.1 성능 시뮬레이션

변속시스템의 등가모델은 그림9와 같이 나타낼 수 있다. 감속기를 거친 모터의 기계적 출력 특성은 변위에 따른 변속 부하에 의해 결정된다. 액추에이터의 전기적 기계적인 지배방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다[8].

$$\frac{di_a(t)}{dt} = \frac{1}{L_a} V - \frac{R_a}{L_a} i_a(t) - \frac{1}{L_a} e_b(t)$$

$$T_m(t) = K_t \cdot i_a(t), e_b(t) = K_b \frac{d\theta(t)}{dt}$$

$$\frac{d^2\theta(t)}{dt^2} = \frac{1}{J} T_m - \frac{B_m}{J} \frac{d\theta(t)}{dt} - \frac{1}{J} T_L$$

여기서  $L_a$ :모터인덕턴스,  $V$ :인가전압,  $R_a$ :모터 저항,  $J$ :회전관성모멘트,  $e_b$ :역기전압,  $K_t$ :토크상수,  $B_m$ :회전압상수,  $T_m$ :모터토크,  $T_L$ :외부 부하 토크를 나타낸다.

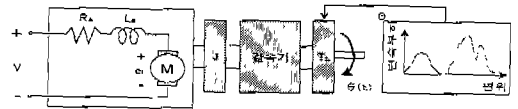


Fig. 9 Equivalent model of shift system

이상의 지배 방정식으로부터 변속시스템의 동역학적 모델링을 구성할 수 있으며 MATLAB Simulink 프로그램을 이용한 블록다이어그램은 다음 그림10과 같다. 변속 시간의 정확성을 위해 시뮬레이션시 중립위치에서 모터 속도제어를 위한 블록다이어그램을 삽입하고 스위치를 사용하여 액추에이터 구동을 on/off 제어한다[9].

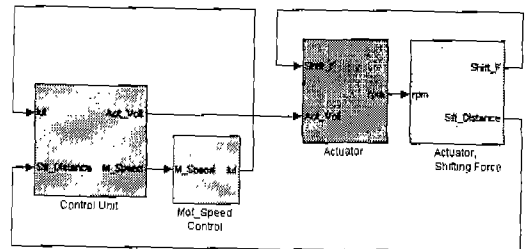


Fig. 10 Block diagram of shift system

시뮬레이션은 120W DC 모터와 기어비 230:1의 2단 워 감속기를 사용하여 1단에서 2단 변속 성능을 평가하였으며 그 결과는 그림11, 그림12, 그림13, 그림14와 같다. 그림 11에서 알 수 있듯이 1단에서 2단으로의 총 변속 변위 19mm에 대한 변속 시간은 약 0.58초가 소요되었다.

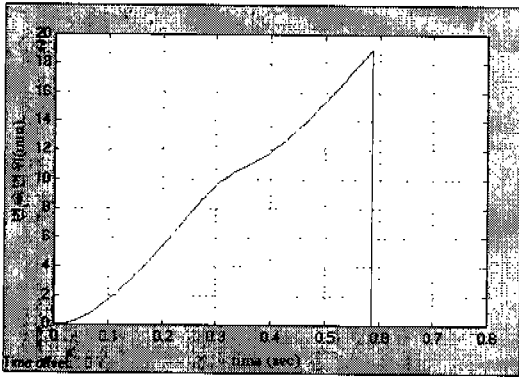


Fig. 11 Shifting time

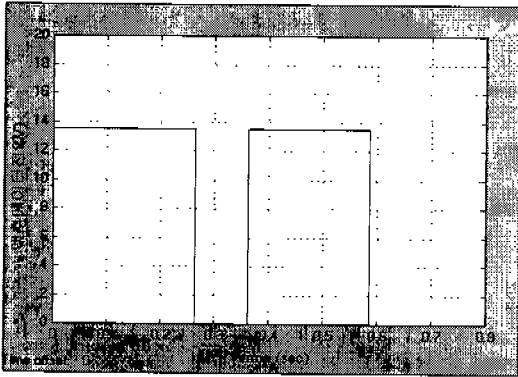


Fig. 12 Actuator voltage

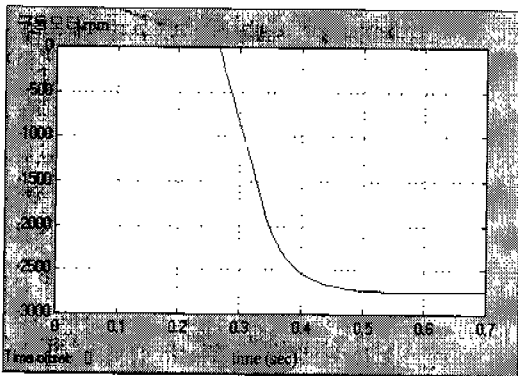


Fig. 13 Speed control of actuating motor

변속시 구간별 소요시간은 그림 11의 결과를 이용하여 그림 12의 액추에이터 전압특성에서 알 수 있으며 변속시간 약 0.27초에서 액추에이터는 중립위치에 도달하여 구동모터의 속도제어를 위해 구동을 멈추었고 그림 13에서의 구동모터 속도제어가 끝난 뒤 0.36초에서 다시 구동되어 2단

으로의 변속이 시작되었음을 알 수 있다. 즉 1단에서 중립위치까지의 변속시간은 0.27초가 소요되었고 중립위치에서의 구동모터 속도제어는 0.09초가 소요되었으며 중립에서 2단까지 변속시간은 0.22초가 소요되었다. 그림 14는 변속부하 변화특성으로 중립위치에서의 구동모터의 속도제어에 의해 기어간의 회전수차가 감소하여 중립 이후 변속부하가 감소됨을 보여준다. 또한 이러한 변속부하의 감소로 변속 소요시간이 중립전보다 짧아졌음을 알 수 있다. 이러한 특성은 구동모터 속도제어 알고리즘을 적용한 2단 변속기만의 특성으로 중립이후에 변속 부하가 최대로 나타나고 이에 따라 이 구간에서의 변속시간이 총 변속 소요시간의 60%이상을 차지하는 기존 수동 변속기와는 반대 현상이다.

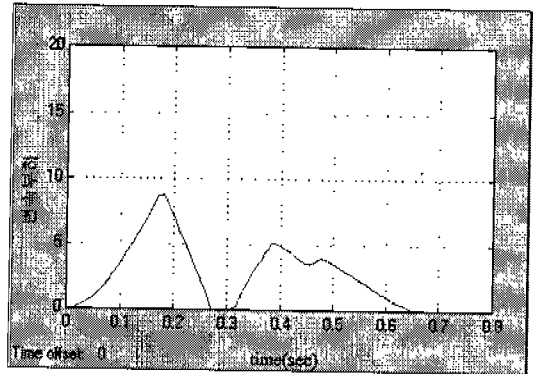


Fig. 14 Shift load after speed synchronization

## 5.2 실차 변속 성능 실험

### 5.2.1 1단 → 2단 변속

그림 15는 1단에서 2단으로의 변속성능을 실험한 결과이다. 변속시간은 총 구간에서 약 0.45초가 걸렸으며 시간에 대한 구간별 특성은 변속이 0초에서 시작되어 약 0.17초에서 0.36초 구간에서 구동모터의 속도제어가 이루어졌고 그 이후 변속 종료시까지 액추에이터에 의한 기계적인 속도동기가 이루어졌다. 그림15에 1단에서 2단으로 변속시 속도제어 특징이 잘 나타났으며 구간별 특징은 다음과 같다.

A 구간 : 차량이 1단 기어로 주행중인 구간으로 차속이 변속점에 도달시 변속을 시작한다.

B 구간 : 1단에서 중립위치까지 변속이 이루어지는 구간으로 이때 구동 모터의 토크는 "0"이며 모터의 회전수는 관성에 의해 서서히 감소한다.

C 구간 : 중립위치로 구동모터 속도제어가 일어난다. 이 구간에서는 중립 이후 변속시 기계적인 속도동기에 의한 싱크로나이저 기구와 액추에이터의 부담을 줄여주기 위해 모터의 역토크 제어에 의해 모터의 회전속도가 2단기어 회전수와 근접 3,750rpm까지 감소됨을 알 수 있다. 이때 전류는 역토크 제어에 의해 회생제동이 일어나기 때문에 음의 영역으로 떨어짐을 알 수 있다.

D 구간 : 액추에이터와 싱크로나이저 기구에 의해 기계적인 속도동기가 일어나는 구간이다. 중립위치에서의 구동모터 속도로 2단 기어와 회전수차가 150rpm 이내로 감소되어 변속력이 크게 감소된 상태에서 변속이 이루어진다.

E 구간 : 2단으로의 변속이 완료되어 엑셀 깊이에 의해 차량이 구동되는 구간이다.

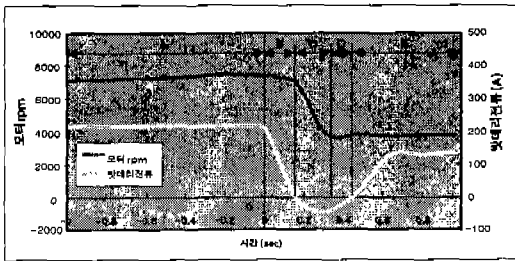


Fig. 15 Experimental result of shift performance (1st gear→ 2nd gear)

### 5.2.2 2단 → 1단 변속

그림 16은 2단에서 1단으로 변속된 경우의 변속성능 실험을 한 결과로서 변속시간은 총 0.5초가 걸렸으며 시간별 변속구간은 1단→2단 변속시와 비슷하게 나타났다. 변속실험을 위해 구동모터 토크를 "0"으로 주어 차속을 감속시켰으므로 전류치가 속도제어 구간을 제외하고는 "0"이다. 모터 회전속도는 중립 구간 이외에는 차속에

의한 값이다. 구간별 특징은 다음과 같다.

A 구간 : 2단으로 주행중인 차량을 1단으로 변속시키기 위해 회생제동 및 유압 브레이크를 이용하여 차속을 감속시키는 구간이다.

B 구간 : 차속이 1단 변속점에 도달하여 중립 위치로 변속되는 구간으로 이때 구동 모터의 토크는 "0"이며 따라서 전류값도 "0"이다.

C 구간 : 중립위치에서 속도제어 특징은 1단→2단 변속시와 반대 현상으로 속도동기를 위한 구동모터의 정 토크 제어에 의해 모터 회전속도가 증가하며 전류 소비량이 증가함을 알 수 있다.

D 구간 : 중립에서 1단으로 변속되는 구간으로 액추에이터와 싱크로나이저 기구에 의해 기계적인 속도동기가 일어난다.

E 구간 : 1단으로의 변속이 완료된 구간이다.

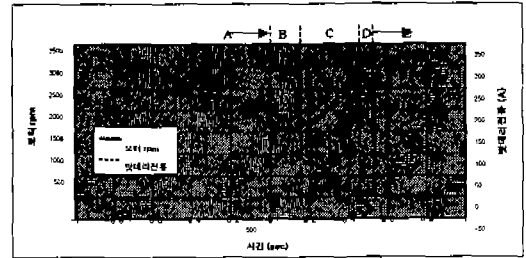


Fig. 16 Experimental result of shift performance (2nd gear→ 1st gear)

### 5.2.3 변속 전·후의 휠 출력

차량의 상품성 측면에서 주행중 일어나는 변속 충격을 최소화하기 위해서는 변속전후의 기어비 및 기어간 회전수 차를 최소화해야 한다. 그림 17은 변속전후에 차량 휠에서 일어나는 출력 변화 특성을 평가하기 위한 구동모터의 출력 변화실험 결과로서 변속 전후에 기어비에 따른 구동모터의 출력이 53.5KW에서 54KW로 거의 변화가 없음을 알 수 있고 이는 차량에서의 변속 충격이 없음을 의미한다. 이는 변속 패턴의 설정이 정출력 영역에서 이루어진 결과이다. 그림17에서 음으로의 출력변화는 속도제어를 위한 회생제동 구간이며 기어상태 중립 구간이므로 차량 출력에는 영향을 끼치지 않는다.



## 참 고 문 헌

1. Yuichi Fujii, Kunio Kanamaru and Yoshimi Shoji, "Toyota EV-50 : An Effort to Realize Practical EVs," EVS-12, Vol. 2, pp. 101-110, 1994.
2. E. Schubert, J. Jakowski, R. Matthe and T. Vogel, "General Motors Europe Concept for Electric Vehicle for Commercial Applications," EVS-12, Vol. 1, pp. 18-26, 1994.
3. P. T. Koneda and T. R. Stockton, "Design of a Two-Speed Automatic Transaxle for an Electric Vehicle," Ford Motor Company, U.S.A, SAE 850198, pp. 117-126, 1985.
4. Chunho Kim and Eok NamGoong, "Two-Speed Gear Shift System for Electric Vehicles," EVS-14, Vol. 2, pp. 81-90, 1997.
5. 유병철, "자동차 공학", 야정문화사, 1998.
6. P. B. Patil, G. A. Reitz, P.T.Momcilovich, T.Gambler, "ETX-II Vehicle Control System", EVS-9, 1988.
7. J. Weimer, "Increase of The Range for EV with Optimal Gearshift", EVS-12, pp.578-580, 1994.
8. 박민호, "전기기계공학", 동명사, 1991.
9. 김종식, 황창선, 정송정, 기창두, 이재원, "피드백 제어시스템", 반도출판사. 1992.

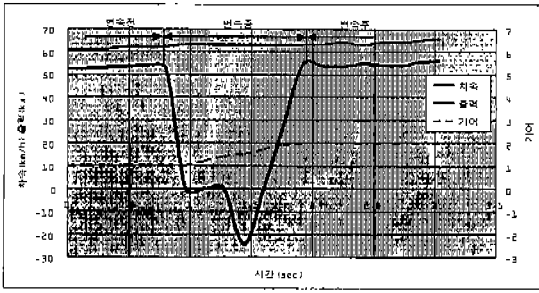


Fig. 17 Wheel torque from the change of velocity and drive propulsion between inter-shifting

## 6. 결론

전기자동차용 2단 변속시스템 개발을 통해 2단 기어만으로도 차량이 요구하는 주행특성의 구현이 가능함을 보였고, 모터의 정밀 제어에 의해 수동 변속 메커니즘과 유사한 변속시스템으로 논문에서 제안한 소용량의 전기모터로 구성된 액추에이터와 차량제어기의 제어신호를 이용하여 자동변속 기능을 구현함으로써 운전 편의성을 향상시켰다. 변속 제어시 모터의 출력특성이 페달 깊이에 따라 연속적이며 선형적이고 출력전달 및 변속계통이 단순한 싱크로나이저를 이용한 수동 변속 메커니즘을 사용하여 차량속도, 페달의 깊이 및 기어 위치 센싱 스위치의 입력만으로도 자동변속 제어가 가능하였다. 이는 유압을 이용한 기존 자동 변속기의 복잡한 변속 메커니즘에 비해 변속시 입력 사항의 단순화와 설계 및 제작의 편의성을 제공하였다. 또한 수동 변속기의 변속에러인 클러쉬 현상에 대비 액추에이터에 도입되는 한계 전류값을 설정하여 변속 안전성을 확보하였고, 각 기어간의 변속을 정출력 제어하여 변속 전후의 변속 충격이 없도록 하였다. 전기자동차의 구동원인 구동모터는 회전 속도의 정밀 제어가 용이하여 클러치가 불필요하고 역회전제어에 의해 후진기어가 불필요하므로 부피와 중량이 적은 경제적인 변속시스템의 개발이 가능하였다.