

가솔린 엔진/자동변속기 시스템의 객체지향형 모델

An Object-Oriented Model for Gasoline Engine and Automatic Transmission Systems

양 경 진, 홍 금 식, 이 교 일

(Kyung-Jinn Yang, Keum-Shik Hong, Kyo-Il Lee)

Abstract : In this paper a simulation model for the powertrain control of gasoline engines with automatic transmission is presented. A modular programming approach has been pursued and the MATLAB/SIMULINK has been utilized as the programming environment. The engine/transmission system is analyzed in the object-oriented fashion whereby easy transferal of the modules, which represent physical parts or analysis subsystems, is guaranteed. Some mathematical models are adopted from the literature to compare the simulation results with the model and the experimental results in the literature. It is expected that the whole program or individual module constructed in this paper are useful for the automotive engineers in designing a new engine/transmission system and/or in modifying parts of existing systems.

Keywords : MATLAB/SIMULINK, gasoline engine, automatic transmission, object-oriented model

I. 서론

최근 자동차 산업의 발달에 따라 자동차의 성능향상, 연비효율의 극대화 및 유해배기가스 감소에 대한 관심이 점차 높아지고 있으며, 자동차의 고급화와 더불어 저진동, 저소음, 내구성 향상, 그리고 부드러운 변속특성에 대한 요구가 증대되고 있다. 이러한 요구의 해결을 위해서는 연비효율 및 Noise-Vibration-Harshness의 주요인자가 되는 엔진과 변속기를 모두 포함한 동력전달장치(powertrain)의 성능을 향상시켜야 하는데, 엔진과 변속기를 별개의 시스템으로 다루어서는 동력전달장치 전체의 성능향상을 기대하기란 어렵다. 따라서, 이 두 시스템을 동시에 제어하는 엔진/변속기 통합제어는 현재 고성능 차량개발에 있어 중요한 과제로 부상하고 있다[1][2].

엔진/변속기의 동력성능 평가는 차량 및 제어기의 설계/제작 후 실차주행 시험을 통하여 평가할 수 있으나, 실차주행 시험에 앞서 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 동력성능을 평가할 수 있다면 많은 경비와 시간을 절약할 수 있다. 또한, 차량의 설계단계에서부터 엔진 및 동력전달계, 그리고 제어기 등 각 시스템의 특성이 차량의 동력성능에 미치는 영향을 예측함으로써 보다 효율적인 설계를 수행할 수 있다.

컴퓨터 시뮬레이션을 위한 실제의 엔진/변속기에 관련된 모델식은 시간지연이 포함된 복잡한 비선형 미분방정식이므로, 기존의 구조적 프로그래밍 방식으로 구현될 경우 수정이 어렵고 프로그램의 재사용도가 낮다. 본 논문에서는 프로그램의 구성을 한눈에 알 수 있고, 수정을

쉽게 하고, 재사용성을 높이기 위해, 전체 프로그램을 블록화하여 시각적 특성을 높이는 객체지향(object-oriented) 방식[3]의 모듈화 프로그래밍 기법을 사용하고 있다. 이 기법은 전체시스템을 적절한 경계를 통해 부시스템으로 나누어 이들을 모듈화한 다음, 이들을 각각 하나의 객체로 등록시켜 사용하는 방법으로 다음과 같은 특징이 있다. 먼저, 전체시스템을 계층적 구조로 구현함으로써 모델의 복잡성을 단순화시킨다. 그리고, 각각의 객체를 완성하여 database 함으로써 새로운 프로그램 작업시 전체적으로 새로이 작업하지 않고 기존의 객체들을 재활용하거나 적절히 수정하여 사용함으로써 프로그래밍의 편리성은 물론, 개발된 소프트웨어의 재사용성을 향상시킨다.

본 논문은 그래픽 인터페이스와 객체지향방식의 모듈화 프로그래밍 기법이 가능한 MATLAB/SIMULINK(개발회사: MathWorks[4])를 사용하여 차량 동력전달장치의 동력성능을 시뮬레이션하거나 제어기 설계시에 사용될 수 있는 시뮬레이션 모델에 관한 연구이다. 차량 동력전달장치의 경우, 전체시스템을 분해조립이 가능한 경계설정을 통하여 여러 개의 부시스템으로 나눈 후, 각각의 부시스템을 하나의 모듈 또는 객체로 정의하고 이들의 입출력 신호들을 상호 연결함으로써 전체시스템을 완성할 수 있다. 객체가 부품에 해당될 때 다양한 제품들을 객체화하여 database 한다면 이들을 쉽게 조합하여 그 성능을 비교할 수 있다.

Weeks과 Moskwa[5]는 SIMULINK 상에서 블록 라이브러리를 사용하여 엔진모듈을 구현하였으며, 이를 통해 쉽고 효율적인 방법으로 다양한 센서와 엔진의 성능분석이 가능함을 보여주고 있다. 정병용[6]은 C-언어를 사용하여 엔진, 변속기, 그리고 구동부 등을 구현한 후, SIMULINK 환경에서 이들 각 시스템의 모듈을 블랙박스화한 다음, 이를 이용하여 차량 동력전달장치 모델을 구현하였다. 이를 통해 각 시스템의 파라미터 변경에 따

접수일자 : 1997. 9. 20., 수정완료 : 1998. 7. 10.

양경진 : 부산대학교 대학원 지능기계공학과

홍금식 : 부산대학교 기계공학부 및 기계기술연구소

이교일 : 서울대학교 기계항공공학부

* 본 연구는 1997년도 교육부 학술연구조성비(기계공학 ME97-D-05)에 의하여 연구되었습니다.

른 차량 구동성능의 비교분석이 쉽게 가능함을 보여주고 있다.

본 논문의 성격은 다음과 같다. 본 논문은 첫째, 동력 전달장치의 구조변경, 부품의 추가 및 제어기 설계시에 활용될 수 있는 시뮬레이션 모델에 관한 연구이다. 둘째, 기계적 분해조립이 가능한 부품 또는 부시스템을 객체로 정의하여, 다양한 제품 또는 파라미터 변경에 따른 성능 비교를 이에 해당하는 객체를 바꾸어 시뮬레이션 함으로써 가능하게 한다. 셋째, 차량 동력전달장치부를 시각적 환경에서 계층적으로 세분화함으로써 전체 시스템의 분석 및 종합이 쉽게 이루어지도록 한다. 넷째, MATLAB/SIMULINK를 시뮬레이션 환경으로 도입하고, 시간지연이 포함된 비선형의 엔진 모델식, 변속모드가 고려된 자동변속기 모델링식 등을 대수선도와 신호흐름에 대한 세밀한 연구분석을 통해 SIMULINK의 블록 라이브러리를 사용하여 구현한다.

II. 시뮬레이션 환경, 제어동향 및 부시스템 설정

1. MATLAB/SIMULINK의 객체지향성

MATLAB은 시스템 정보를 행렬형태로 저장하며, 시뮬레이션을 위한 SIMULINK라는 도구를 가지고 있다[4]. SIMULINK는 시각적인 프로그래밍 환경을 가지고 있고, 손쉽고 빠른 설계를 위하여 함수발생기, 각종 전달함수 등을 블록 라이브러리화하여 언제든지 불러 쓸 수 있는 도구로 내장하고 있다. 이러한 시각적인 설계환경하에서 기존의 블록 라이브러리 구성요소들을 입출력에 맞게 적절히 연결함으로써 임의의 구조의 시스템을 구현할 수 있고, 그룹화나 마스크화 절차를 통해 여러 개의 블록들을 합하거나 쉽게 노출되지 않게 함으로써 시스템의 계층적 구조를 완성하고 필요시 보안을 유지할 수 있다. 이러한 계층적 구조의 구현으로 프로그램 사용자가 시스템을 해석하기 용이하고, 또한 구현된 모듈들을 각 시스템의 특성에 맞게 새로운 객체로 등록시킴으로써, 다양한 부품을 나타내는 부시스템들을 database 할 수 있다.

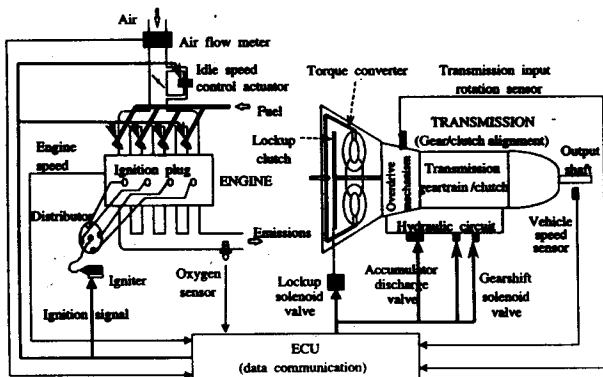


그림 1. 엔진/변속기 시스템의 통합제어[7].
Fig. 1. Integrated control of an engine/transmission system[7].

2. 동력전달장치 제어 동향

최근의 가솔린 엔진 차량은 배기가스와 연비에 대한 규제를 만족시키고 엔진의 고효율을 추구하기 위하여

MPI(Multi-Point Injection)방식의 엔진으로 대체하고, 이를 정밀제어하기 위하여 ECU(Electronic Control Unit)를 장착하고 있다. ECU는 엔진의 운전상태를 각 센서들로부터 입력받아 맵-데이터로부터 최상의 조건을 선택하여 연료분사시기와 분사량, 점화시기, 공회전 제어 밸브 및 스톱 밸브 개폐각도 등을 조정한다.

자동변속기는 클러치의 역할을 하는 토크컨버터와 변속을 위한 유성기어, 그리고 이들의 작동을 제어하는 습식 다판 클러치와 브레이크로 되어 있는 것이 보통이다. 자동변속기의 변속은 유성기어의 클러치와 브레이크의 on-off로 제어되며, lock-up을 장착한 자동변속기에서는 토크컨버터 내의 클러치에 대한 연결 또는 차단이 차속과 역셀 페달에 연동하는 작동유압으로 자동적으로 제어된다. 현재에는 차량의 구동성능과 연비효율을 보다 개선하기 위하여 엔진/변속기 통합제어를 실시하고 있으며, 통합 ECU는 다양한 차량센서들의 신호를 입력받아 최적의 운전상태가 되도록 각 작동기를 제어함으로써 적절한 엔진 출력토크와 클러치 유압을 발생시킨다. 그림 1은 이러한 통합제어 시스템의 개략도를 나타낸다.

3. 부시스템 설정

동력전달장치를 SIMULINK 블록 라이브러리를 이용하여 계층적 구조로 구현하기 위해서는 전체시스템을 적절한 물리적 의미를 갖는 부시스템으로 나누어 주어야 한다. 그림 2와 그림 3은 차량 동력전달장치의 개략도 및 그 구성요소들의 상호관계를 보여주고 있다. 동력전달장치는 엔진, 변속기, 구동부(driveline)로 크게 3개의 시스템으로 구성되어 있으며, 이들의 입출력 변수는 서로 결합(coupled)되어 있음을 알 수 있다. 그림 3에서 알 수 있듯이 엔진의 입력들 중에서 스톱 각도, 대기압/온도, 점화전각, 그리고 부속장치로 인한 부하토크 등은 외부로부터 주어지는 외부신호(exogenous signals)들로 취급하며, 부속장치의 토크와 토크 컨버터로부터의 부하인 펌프토크는 엔진의 외란으로 작용한다. 구동부는 엔진/변속기 통합제어 시스템의 설계에 있어, 변속기의 입력인 구동축토크 값과 자동변속선도(shift schedule)의 입력인 차량 전진속도 값을 얻기 위해 필요한 부분이다.

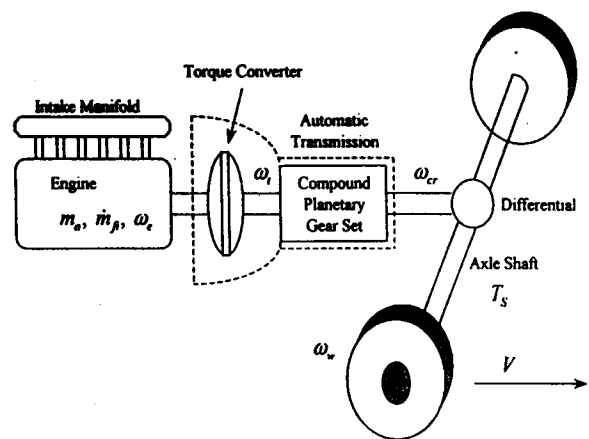


그림 2. 차량 동력전달장치의 개략도[8].
Fig. 2. Schematic diagram of powertrain system[8].

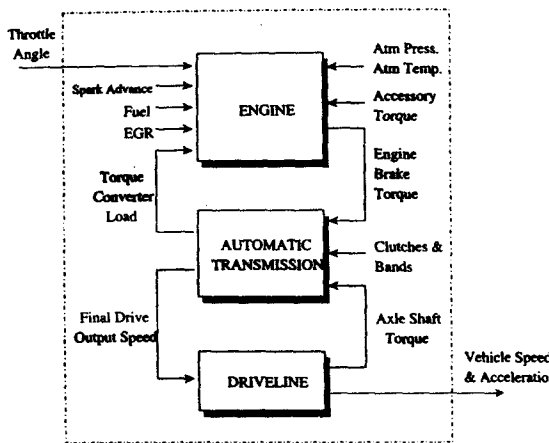
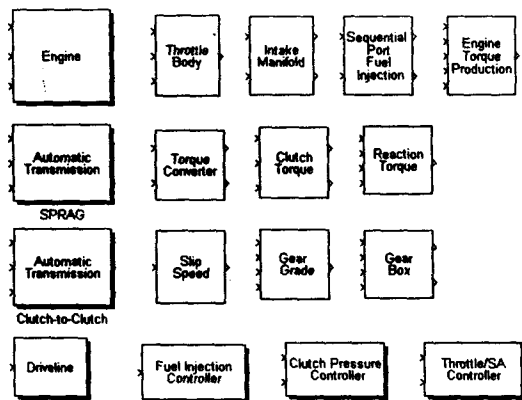


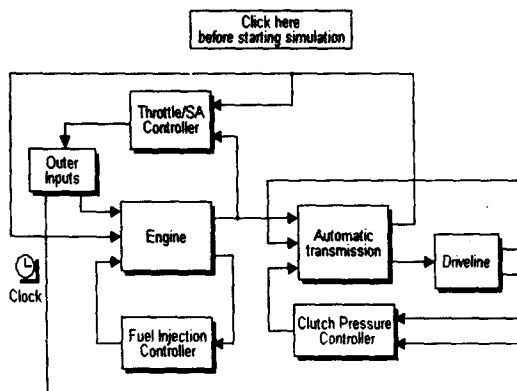
그림 3. 동력전달장치 구성요소간의 상호작용[9].
Fig. 3. Dynamic interactions among powertrain components[9].

따라서, 이들 각각의 시스템들은 개별적으로도 그 의미를 가지면서, 입·출력변수 외에 관계되는 대부분의 변수 값들이 각 시스템 내부에서만 서로 관련되므로, 본 연구에서는 엔진, 변속기, 구동부를 동력전달장치 시스템을 구성하는 가장 상부계층의 3개의 부시스템으로 설정한다.

4. 시뮬레이션 도구상자



(a) 도구상자



(b) 시뮬레이션 블록선도

그림 4. 차량 동력전달장치 제어시스템.
Fig. 4. Vehicle powertrain control system.

동력전달장치의 계층적 구분에 따라 구현된 부시스템 및 하위 모듈들을 객체로 등록시켜 모아둔 도구상자들은 그림 4(a)와 같다. 이들 도구상자들로부터 객체들을 하나씩 선택하여 입출력 관계에 따라 서로 연결하여 구축한 시뮬레이션 블록선도는 그림 4(b)에 도시된 것과 같다. 이는 그림 1 및 그림 2에서 보여지는 실제시스템을 모듈화를 통해 계층적 구조로 구현한 시뮬레이션 모델로서, 새로운 차량모델 구현시 해당되는 모듈만 새로이 대체해 주기만 하면 된다.

III. 동력전달장치 모듈

1. 엔진모듈

그림 4(a)에서와 같이 엔진모듈은 스로틀바디, 흡기다기관, 연료분사기, 토크 발생부 등의 부모모듈로 구성되어 있다. 각각의 부모모듈에 대한 여러 개의 객체들이 등록될 수 있으며, 이들 부모모듈로부터 하나의 객체를 끄집어 내어 종합하여 엔진모듈을 완성할 수 있다. 따라서, 지식이 축적되고 객체가 다양해지면 보다 실제에 가까운 시뮬레이션이 가능하리라 판단된다. 예를 들면, 같은 V6-3800cc DOHC 엔진에 대한 Cho[9]와 Moskwa[10]의 연구결과에 의하면, Cho의 모델에서 생성되는 엔진토크 값이 실제차량에 비해 작게 나타나는 경향이 있고, 그 외의 부분은 우수하다고 평가되므로 스로틀바디, 흡기다기관, 그리고 연료분사기 부분은 Cho의 연구결과로부터 만들어진 객체를 사용하고, 토크 발생부 객체는 Moskwa의 것으로 종합하여 시뮬레이션할 수 있다(부록 A.1 참조).

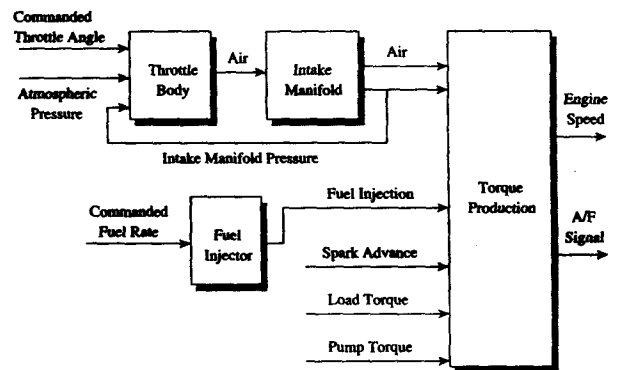


그림 5. 가솔린 엔진의 신호 흐름도.
Fig. 5. Signal flow diagram for gasoline engines.

그림 5는 가솔린 엔진의 신호흐름도를 보이고 있고, 이를 토대로 각 부모모듈을 연결시켜 구현한 엔진모듈의 블록선도가 그림 6에 나타나 있다. 그림 7은 그림 6의 점선부분인 토크발생부 블록의 내부상세도를 보여주고 있다. 그리고, 스로틀바디, 흡기다기관, 연료주입부 블록의 내부도 이와 유사하게 계층적 구조로 구축될 수 있으며, 본 논문에서는 지면 관계상 이들에 대한 상세도는 생략한다.

- 1) 스로틀바디 블록 : 흡기다기관으로 들어가는 공기유량을 계산.
- 2) 연료분사기 블록 : 최적 연료분무화를 위해 흡입밸브 개도전에 분무는 이미 완전히 이루어졌다는 가정하에 아

래의 (1)을 계산한다.

$$\tau_f \cdot \ddot{m}_f + \dot{m}_f = \dot{m}_k \quad (1)$$

여기서, 연료시간상수 τ_f 는 ECU에 의해 명령되어진 연료량(\dot{m}_k)이 실제 분사되기까지의 시간지연을 나타내는 상수이다.

3) 흡기다기관 블록 : 연소실로 들어가는 공기량 계산.

4) 토크발생부 블록 : 크랭크 축을 가속 또는 감속시키는 정미마력(net torque)을 계산하고, 이를 적분하여 엔진속도를 출력.

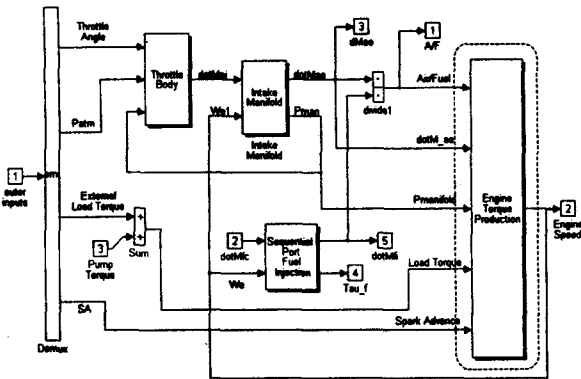


그림 6. 가솔린 엔진 모듈.
Fig. 6. Gasoline engine module.

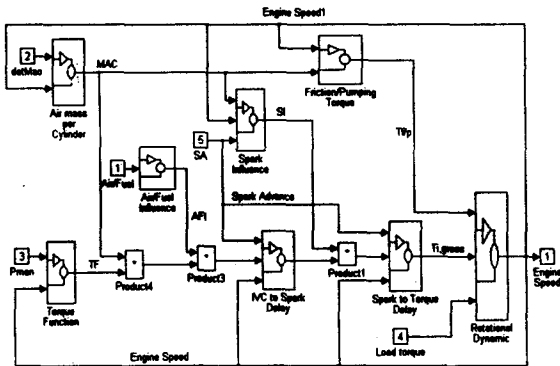


그림 7. 엔진토크 발생부 블록의 내부구조.
Fig. 7. Internal structure of the engine torque production block.

2. 자동변속기 모듈

본 논문의 변속기 모듈에 사용된 모델은 Runde[11]와 Cho[9]에 의해 소개된 것으로서, 1단 클러치와 input sun gear 사이에 over-running sprag가 장착된 스프래그형과 클러치만 장착된 clutch-to-clutch 형 두 종류의 변속기형을 구현하였다(부록 A.2 참조).

스프래그는 일방향 클러치(one-way clutch)라고도 하며 한쪽 방향으로만 토크를 전달하고 반대방향으로는 자유로이 회전한다. 스프래그형은 변속제어가 쉽고 기어변속을 부드럽게 해주는 반면, 제작비가 비싸고 전체 변속기의 하중을 가중시키는 단점이 있다. 이러한 고비용 고하중의 단점은 clutch-to-clutch 형을 사용함으로써 없앨 수 있다. 그러나, 이 타입은 클러치 피스톤의 유압으로 1

단과 2단 클러치를 제어하는데, 클러치와 유압의 정확한 특성모델을 세우기가 매우 어렵고 복잡하기 때문에 제어기 설계가 힘들다는 단점이 있다[9][10]. 변속제어에서는 이러한 clutch-to-clutch 형을 많이 다루고 있다.

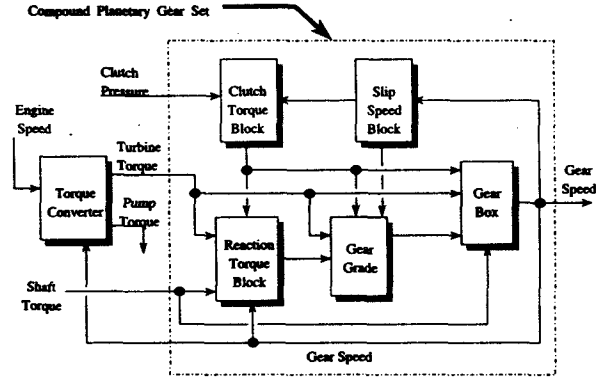


그림 8. 자동변속기의 신호 흐름도.
Fig. 8. Signal flow diagram for automatic-transmission.

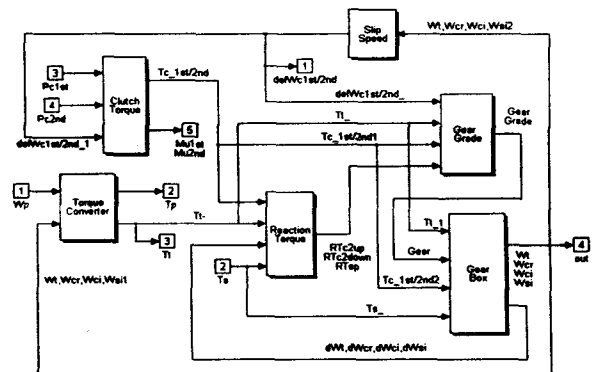


그림 9. 스프래그형의 자동변속기 모듈.
Fig. 9. Automatic-transmission module of sprag type.

그림 8은 스프래그형 변속기의 구성과 신호 흐름도를 나타내고, 이를 토대로 구현된 자동변속기 모듈은 그림 9와 같다. clutch-to-clutch 형의 변속기는 그림 9에서 리액션토크 블록만 없어지고, 전체적인 흐름은 스프래그 타입과 유사하지만 동적특성에 관한 모델링식은 달라진다. 변속기 모듈은 1-2단 변속을 위해 2개의 상태변수를 가지고 있으며, lock-up과 slip mode등 서로 다른 운전모드의 적절한 정의를 위한 클러치 동작이 고려되었고, 이를 구성하는 6개의 부시스템은 다음과 같다.

1) 토크 컨버터 블록 : 펌프, 터빈, 스테이터 등으로 구성되는 토크 컨버터는 저속시 탁월한 가속성과 변속시 원활한 작동 및 효율 증대, 그리고 작은 크기로 큰 파워를 전달할 수 있는 장점이 있기 때문에 동력원인 엔진과 유성기어 사이에서 동력전달 역할을 하는 요소로 널리 사용되고 있다. 토크 컨버터 블록에 사용된 모델식은 Kotwicki[12]에 의해 처음으로 소개되었고, 아래의 (2)와 같다.

a) 토크컨버터 모드 ($\omega_t / \omega_p < 0.9$) :

$$T_p = c_1 \cdot \omega_p^2 + c_2 \cdot \omega_p \cdot \omega_t + c_3 \cdot \omega_t^2,$$

$$T_i = c_4 \cdot \omega_p^2 + c_5 \cdot \omega_p \cdot \omega_i + c_6 \cdot \omega_i^2 \quad (2a)$$

b) 유체커플링 모드 ($\omega_i/\omega_p \geq 0.9$) :

$$T_p = T_i = c_7 \cdot \omega_p^2 + c_8 \cdot \omega_p \cdot \omega_i + c_9 \cdot \omega_i^2 \quad (2b)$$

여기서, T_p 와 T_i 는 각각 펌프와 터빈의 토크를 의미하고, ω_p 와 ω_i 는 이들의 속도를 나타낸다. 이때, 펌프는 엔진과 직결되어 있어 엔진과 같은 속도로 회전하며, 터빈토크는 유성기어의 입력이 된다.

- 2) 슬립속도 블록 : 1, 2단 클러치 슬립속도 계산.
- 3) 리액션토크 블록 : 클러치 양면에 작동하는 리액션 토크 계산.
- 4) 클러치토크 블록 : 1, 2단 클러치토크 계산.
- 5) 기어단 블록 : 주어진 동역학적 구속조건에 따라 자동 변속기의 현재 기어단 상태를 결정.
- 6) 기어박스 블록 : 기어단에 따른 터빈속도와 함께, 리액션캐리어, 리액션선, 그리고 인풋선 등의 유성기어속도를 계산.

3. 외부입력부와 구동부 모듈

그림 4의 외부입력(outer inputs)모듈은 스톱을 각도, 부속장치로 인한 부하토크, 점화진각, 대기압력 등을 사용자가 임의로 지정할 수 있도록 구현되어 있으며, 구동부 모듈에 사용된 모델식은 참고문헌[9]를 사용하였다(부록 A.3 참조).

IV. 제어기 모듈

1. 자동변속 제어기 모듈

자동변속기의 제어기로는 클러치와 1-2밴드의 압력을 제어하는 클러치 압력제어기, 그리고 기어 변속시점을 결정하는 자동변속선도로 나눌 수 있다. 실제 클러치 유압시스템의 정확한 모델식은 이끌어 내기가 어려우므로 본 논문에서는 이를 1차 시스템으로 가정하여, 기어의 상태에 따라 1, 2단 클러치에 작용하는 압력을 (3)과 같이 정하였다[9][13].

$$1\text{단 기어 } P_{cl} = 1000 \text{ kPa}, P_{cl} = 0 \text{ kPa} \quad (3a)$$

$$1 \rightarrow 2\text{변속 } \dot{P}_{cl} = \frac{-P_{cl}}{\tau_1}, \dot{P}_{cl} = \frac{1000 - P_{cl}}{\tau_2} \quad (3b)$$

$$2\text{단 기어 } P_{cl} = 0 \text{ kPa}, P_{cl} = 1000 \text{ kPa} \quad (3c)$$

여기서, τ_1 과 τ_2 는 클러치 유압회로에 적용되는 1차 시간지연 상수이다. 자동변속선도는 스톱을 각도와 차량의 전진속도를 입력받아 기어의 변속시점을 지정한다.

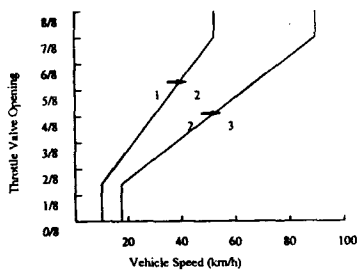


그림 10. 자동변속선도.
Fig. 10. Shift schedule.

그림 10은 참고문헌 [14]를 통해 구현된 1-2단 자동변속선도를 보여준다.

2. 엔진/변속기 통합 제어기 모듈

엔진/변속기 통합제어의 목적은 부드러운 변속과 구동 성능을 얻기 위함이다(제 V 장 참조). 이에 대한 제어모델로 본 논문에서는 clutch-to-clutch 형 변속기 모델에 대하여 (4)와 같이 가변구조 제어기를 설계하였으며, 이는 변속과정의 모델링시에 반영되지 않은 동역학 및 마찰계수와 같은 불확실한 변수에 대처할 수 있도록 하기 위함이다. 1-2단 상향변속(upshift)동안 각 구간에 대한 제어 입력으로 엔진은 스톱을 각도(α)와 점화진각(SA)을, 그리고 변속기는 2단 클러치 토크(T_{cl})를 사용하였다.

· 토크구간 ($S_1 = \Delta\omega_{cl} - \Delta\omega_{cl, des}$)

$$T_{cl} = \left(\frac{1}{I_t} + \frac{1}{R_1 R_2 I_{cr12}} \right)^{-1} \left\{ \frac{T_t}{I_t} + \frac{R_d T_s}{R_1 I_{cr12}} - \left(\frac{1}{I_t} + \frac{1}{R_1^2 I_{cr12}} \right) T_{cl} + K_1 \text{sat} \left(\frac{S_1}{\phi_1} \right) \right\} \quad (4a)$$

· 관성구간 ($S_2 = \omega_{cr} - \omega_{cr, des}$, $S_3 = \omega_t - \omega_{t, des}$)

$$\alpha = \left\{ \frac{180}{\pi} \cos^{-1} \left(1 - \frac{\Omega_1 \Omega_2 + (\dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao})}{MAX \cdot PRI} \right) + 1.06 \right\} / 1.14456 \quad (4b)$$

$$SA = MBT + \sqrt{\frac{10^4}{3.801414} (1 - \Omega_3 \Omega_4)} \quad (4c)$$

$$T_{cl} = R_2 \left\{ R_d T_s - \frac{T_{cl}}{R_1} + I_{cr12} \left[\dot{\omega}_{cr, des} - K_4 \text{sat} \left(\frac{S_2}{\phi_4} \right) \right] \right\} \quad (4d)$$

여기에서,

$$\Omega_1 = \frac{\# \text{cyl} \cdot \omega_e}{4\pi \cdot TF \cdot AFI \cdot SI_{(t - \Delta t_{ST} + \Delta t_{IS})}}$$

$$\Omega_2 = R_{TC}^{-1} \left[I_t \dot{\omega}_t + T_{cl} + T_{cl} - K_2 I_t \text{sat} \left(\frac{S_3}{\phi_2} \right) \right]_{(t + \Delta t_{IS})} + T_{fl}(t + \Delta t_{IS}) + I_e \dot{\omega}_{cl}(t + \Delta t_{IS})$$

$$\Omega_3 = \left(\frac{\# \text{cyl} \cdot \omega_e}{4\pi \cdot TF \cdot AFI \cdot m_{ao}} \right)_{(t - \Delta t_w + \Delta t_w)}$$

$$\Omega_4 = R_{TC}^{-1} \left[I_t \dot{\omega}_t + T_{cl} + T_{cl} - K_3 I_t \text{sat} \left(\frac{S_3}{\phi_3} \right) \right]_{(t + \Delta t_{ST})} + T_{fl}(t + \Delta t_{ST}) + I_e \dot{\omega}_{cl}(t + \Delta t_{ST})$$

엔진/변속기 통합제어를 위한 제어기의 설계에 있어, 본 시뮬레이션 모델을 활용함으로써 쉽게 다양한 제어기를 비교해 볼 수 있으며, 이에 대한 보다 구체적인 내용은 본 논문의 후속 논문으로 넘기고자 한다.

V. 시뮬레이션

변속제어가 보다 정밀하게 요구되는 경우는 clutch-to-clutch 형의 변속기가 부착된 경우이므로, 그림 4(b)와 같이 구축된 시스템에 clutch-to-clutch 형의 변속기 각

체를 연결시켜 시뮬레이션을 실시한 결과는 그림 11-13과 같다. 이때, 공연비는 이론공연비인 14.64, 점화진각은 30도로 유지된다고 가정하고, 스톱개도는 70도로 유지한다. 그림 11은 엔진속도와 차량 가속도에 대한 결과를 나타내며, 그림 12는 그림 11의 차량 가속도 결과에서 변속구간을 나타내는 점선부분을 확대한 그림이다. 이를 통해, 1-2단 상향변속동안 엔진과 변속기의 동역학이 매우 빠르게 변하고 있음을 알 수 있고, 이것은 참고 문헌([8],[9],[15])에서 제시된 실차 실험치와 잘 일치하고 있다.

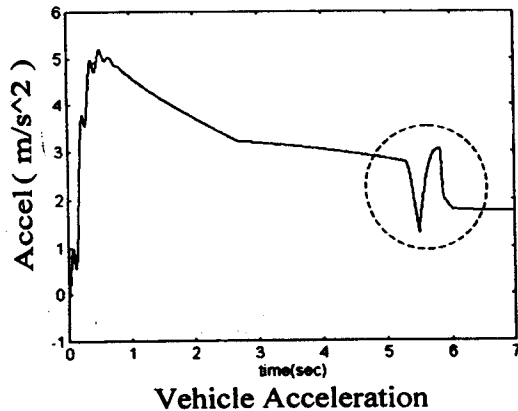
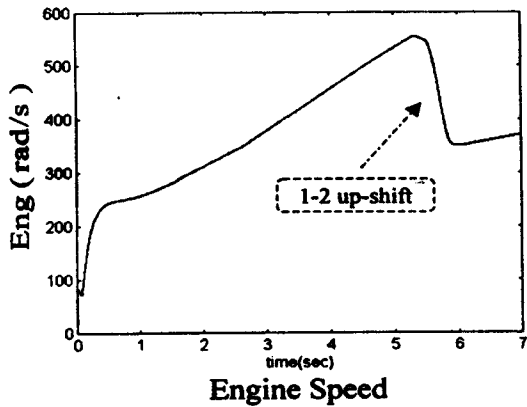


그림 11. 클러치-클러치형 변속기가 장착된 동력전달 장치의 시뮬레이션.

Fig. 11. Powertrain simulation with a clutch-to-clutch A/T.

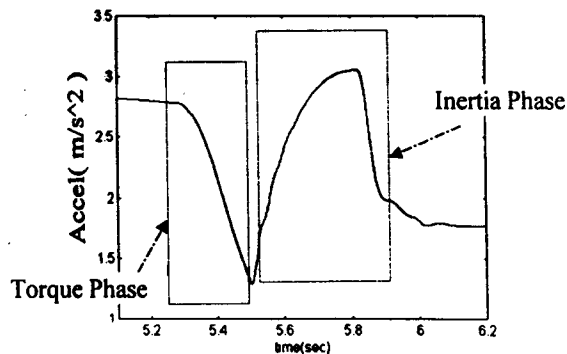


그림 12. 1-2단 변속구간의 차량 가속도.
Fig. 12. Vehicle acceleration during 1-2 up-shift.

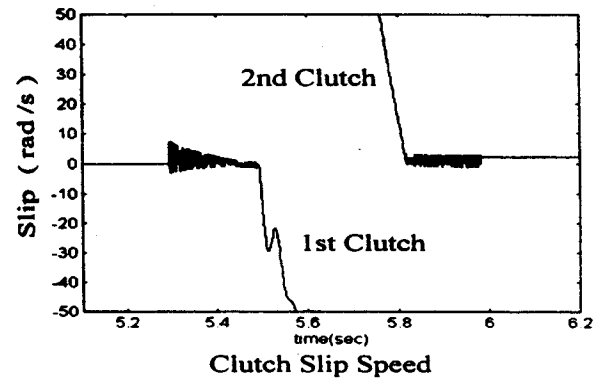
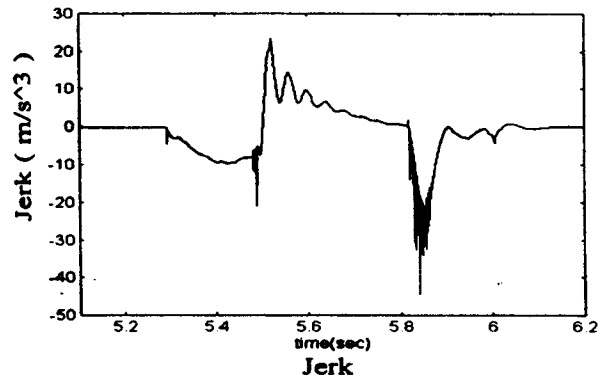


그림 13. 1-2단 변속구간의 가속도 변화량과 클러치 미끄럼속도.

Fig. 13. Jerk and clutch slip speed during 1-2 shift.

일반적으로 자동변속기에서 상향변속은 그림 12와 같이 클러치 전달 토크의 발생에 의해 출력토크가 갑작스럽게 떨어지는 토크구간(torque phase)과 변속비 변화에 의해 차속이 증가하려 하나 차량관성에 의해 차속이 증가하지 못하게 되어 발생하는 반작용으로 과도토크가 증가하게 되는 관성구간(inertia phase)으로 나뉘어진다[16]. 그런데, 변속구간에서 유의해야 할 점은 가속도의 변화량(jerk)이 클수록 운전자는 속도변화를 느낄 수 있다는 것이다. 부드러운 승차감을 얻기 위해서는 토크구간에서는 토크의 과도한 떨어짐을 억제하여야 하고, 관성구간에서는 기어변속 완료전 토크 값과 비교해 비정상적으로 토크값이 커지지 않도록 해야 한다. 그러나 관성구간에서 출력토크의 과도한 억제는 긴 변속시간을 초래할 것이고, 이것은 기어의 마찰부분에 손상과 마멸을 줄 수 있다[16].

따라서, 변속구간에 대한 제어목적은 다음과 같이 두 가지로 정리할 수 있다.

- 부드러운 가속도 과도구간을 형성하여 승차감 향상,
 - 클러치 에너지 발산을 최소화하여 부품마멸을 방지.
- 여기서, 부드러운 가속도 과도구간은 가속도 변화량을 0으로 유지시킴으로써 얻을 수 있고, 클러치 에너지 발산(E_c)은 (5)와 같이 계산됨으로써 클러치 미끄럼속도($\Delta\omega_c$)를 0으로 유지시킴으로써 최소화시킬 수 있다.

$$E_c = \int_{t_1}^{t_2} |T_c \cdot \Delta\omega_c| dt \quad (5)$$

본 차량의 변속구간에 대한 가속도 변화량과 클러치 미끄럼속도의 시뮬레이션 결과는 그림 13에서 보듯이, 관성구간 시작과 2단 기어 시작부근에서 가속도 변화량이 크고, 토크구간과 2단 기어 시작부근에서 클러치의 미끄럼속도가 심하게 흔들리며 0으로 유지되지 않음을 알 수 있다. 그러므로, 시뮬레이션 된 차량의 동력전달장치는 승차감과 부품수명에 문제가 있다고 결론지을 수 있다. 이와 같은 문제점은 엔진/변속기의 통합제어를 통해 해결할 수 있다. 동일 차량모델에 (4)를 통해 구현한 통합제어기 모듈을 장착하여 시뮬레이션을 실시한 결과는 그림 14, 15와 같다. 그림 14에서는 관성구간 시작과 2단기어 시작 부근에서의 가속도 변화량이 크게 줄어들고, 토크구간과 2단기어 시작 부근에서의 클러치 미끄럼속도도 거의 0으로 유지되고 있음을 보여준다. 또한, 토크구간에서는 출력토크의 급작스런 떨어짐이 없고, 관성구간에서는 출력축의 과도토크가 크게 줄어들고 있음을 그림 15를 통해 알 수 있다. 결과적으로 부드러운 가속도 과도구간의 형성으로 변속구간에서의 승차감이 크게 개선될 수 있으며, 이에 반해 관성구간의 시간은 조금 길어지고 있음을 볼 수 있다.

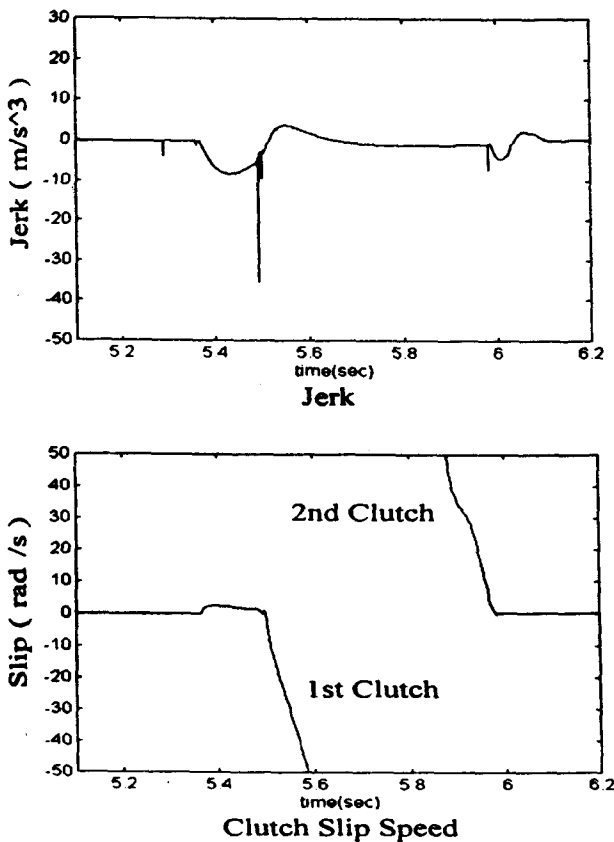


그림 14. 1→2단 변속구간의 가속도 변화량과 클러치 미끄럼속도(폐루프 제어).
Fig. 14. Jerk and clutch slip speed during 1→2 shift(closed-loop control).

엔진시스템의 경우, 토크 컨버터의 펌프토크를 0으로 하면 엔진모듈만을 독립적으로 시뮬레이션할 수 있으므로, 연료분사 제어기, 공회전 제어기 등 엔진과 관련된

제어기를 설계하고 그 성능을 예측하는데 유용하게 활용할 수 있다.

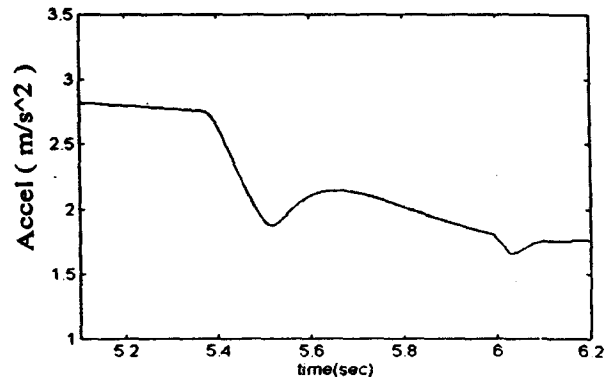


그림 15. 1→2단 변속구간의 차량 가속도(폐루프 제어).
Fig. 15. Vehicle acceleration during 1-2 up-shift (closed loop control).

VI. 결론

본 논문에서는 MATLAB/SIMULINK 환경에서 객체 지향방식으로 엔진/변속기 시스템의 성능평가 및 제어기 설계를 위한 시뮬레이션 모델을 구현하였다. 구현된 모델은 다음과 같은 특징을 가지고 있다.

- 모듈화 기법으로 시스템의 복잡성을 감소시킴,
- 블록화로 시각적 효과를 높이고, 계층적 구조로 편리성 및 보안성 도모,
- 중요 부품을 객체로 등록함으로써 부품교환에 따른 성능예측을 용이하게 함,
- 개개의 모듈 혹은 부시스템의 재사용이 용이함,
- 제어기 개발을 위한 시뮬레이션 모델 제공,
- DSP 보드를 이용한 실시간 시뮬레이션 모델 제공.

본 논문에서 정의된 모듈별로 다양한 제품들에 대한 database를 구축하면 서로 다른 부품 조합에 따른 성능변화를 쉽게 예측할 수 있다. 더 나아가, 현가시스템, 차량동력학 등에 대한 모듈이 구축된다면, 쉽게 이들을 조합하여 차량 전체시스템에 대한 시뮬레이션 모델로 확장할 수 있다. 또한, 본 논문에서 도입된 시뮬레이션 모델은 dSPACE 환경에서 실시간 제어 및 HILS(Hardware-In-the-Loop Simulation)를 위해 직접 사용될 수 있다[17].

참고문헌

- [1] S. Kuroyanagi, T. Ono, T. Wada and B. Cohen, "An engine & transmission control system with new 16-bit single chip microcomputer," SAE paper, no. 910082, 1991.
- [2] N. Tomisawa and D. L. Davis, "Trends in powertrain integrated control and development of optimum microcomputers," SAE paper, no. 900238, 1990.
- [3] C. P. Jobling, P. W. Grant, H. A. Barker and P. Townsend, "Object-oriented programming in control system design : A survey," Automatica, vol. 30, pp. 1121-1261, 1994.

[4] The MathWorks, Inc., Using SIMULINK, 1997.
 [5] R. W. Weeks and J. J. Moskwa, "Automotive engine modelling for real-time control using MATLAB/SIMULINK," *SAE paper*, no. 950417, pp. 123-137, 1995.
 [6] P. Y. Chung, *A New Approach to Powertrain Simulation, Department of Control and Instrumentation Engineering*, Seoul National University, M. S. Thesis, 1996.
 [7] S. Mizutani, *Car Electronics*, Nippondenso Co., Ltd., 1992.
 [8] R. A. Masmoudi and J. K. Hedrick, "Estimation of vehicle shaft torque using nonlinear observers," *ASME Trans., Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, vol. 114, pp. 394-400, 1992.
 [9] D. Cho, "Nonlinear control methods for automotive powertrain systems," *Department of Mechanical Engineering, M.I.T.*, Ph.D. Thesis, 1987.
 [10] J. J. Moskwa, "Automotive engine modeling for real time control," *Department of Mechanical Engineering, M.I.T.*, Ph. D. Thesis, 1988.
 [11] J. K. Runde, "Modeling and control of an automatic transmission," *Department of Mechanical Engineering, M.I.T.*, M.S. Thesis, 1986.
 [12] A. J. Kotwicki, "Dynamic models for torque converter equipped vehicles," *SAE paper*, no. 820393, 1982.
 [13] C. H. Pan and J. J. Moskwa, "Dynamic modeling and simulation of the Ford AOD automobile transmission," *SAE paper*, no. 950899, pp. 1689-1697, 1995.
 [14] H. Yamaguchi, Y. Narita, H. Takahashi and Y. Katou, "Automatic transmission shift schedule control using fuzzy logic," *SAE paper*, no. 930674, pp. 617-627, 1993.
 [15] B. Martin and C. J. Redinger, "42LE electronic four-speed automatic transaxle," *SAE paper*, no. 930671, pp. 61-83, 1993.
 [16] Y. Narita, "Improving automatic transmission shift quality by feedback control with a turbine speed sensor," *SAE paper*, no. 911938, pp. 35-44, 1991.
 [17] H. Hanselmann, "Automotive control : From concept to experiment to product," *IEEE International Symposium on Computer-Aided Control System Design*, Dearborn, Michigan USA, September 15-18, 1996.

부록

동력전달장치 모델[9][10]

부록 A1 : 엔진 모델

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao}$$

$$\dot{m}_{ai} = MAX \cdot TC \cdot PRI, \quad \dot{m}_{ao} = c_T \cdot \eta_{vol} \cdot m_a \cdot \omega_e$$

$$I_e \cdot \dot{\omega}_e = T_i - T_{flp} - T_p - T_{load}$$

$$T_i = \left\{ \left[\frac{4\pi \cdot m_{ao}}{\#cyl \cdot \omega_e} \cdot TF \cdot AFI \right]_{(t-\Delta t_{IS})} \cdot SI \right\}_{(t-\Delta t_{ST})}$$

여기서,

- \dot{m}_a 흡기다기관 내의 공기유량 (kg/sec)
- \dot{m}_{ai} 흡기다기관으로 들어가는 공기유량 (kg/sec)
- \dot{m}_{ao} 흡기다기관을 빠져나오는 공기유량 (kg/sec)
- MAX 최대 공기유량 (kg/sec)
- TC 무차원화된 스로틀 특성값
- PRI 무차원화된 압력비 특성값
- AFI 지시토크에 대한 공연비 특성값
- SI 지시토크에 대한 점화진각 특성값
- T_{flp} 마찰과 엔진펌프(pumping) 토크의 합 (Nm)
- T_p 토크 컨버터 펌프토크 (Nm)
- T_{load} 외부 부하토크 (Nm), c_T 물리적 상수
- η_{vol} 실린더 체적효율, ω_e 엔진속도 (rpm)
- I_e 엔진 관성모멘트 (kgm²)
- #cyl 실린더 개수, TF 토크함수 (Nm/g)
- Δt_{IS} 흡입에서 점화까지의 시간지연
- Δt_{ST} 점화에서 토크발생까지의 시간지연

부록 A2 : 자동변속기 모델

▲ 1단 기어에 대한 상태방정식 : $I_A \dot{\omega}_t = T_t - R_1 R_d T_s$

여기서,

$$I_A = I_t + I_{si} + R_1^2 I_{cr} + \frac{R_1^2}{R_2^2} I_{ci}$$

- I_t 토크컨버터 터빈과 체인의 관성모멘트
- I_{si} 인풋선기어의 관성모멘트
- I_{cr} 리액션캐리어의 관성모멘트
- I_{ci} 인풋캐리어의 관성모멘트
- R_1 1단 기어 감속비, R_2 2단 기어 감속비
- R_d final drive 감속비, T_s 액슬축토크 (Nm)

▲ 1→2단 변속구간의 상태방정식 :

<SPRAG 변속기인 경우>

$$\text{토크구간: } I_A \dot{\omega}_t = T_t - R_1 R_d T_s - \left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right) T_{cl}$$

$$\text{관성구간: } I_t \dot{\omega}_t = T_t - T_{cl}, \quad I_{cr12} \dot{\omega}_{cr} = \frac{T_{cl}}{R_2} - R_d T_s$$

<Clutch-to-Clutch 변속기인 경우>

$$I_t \dot{\omega}_t = T_t - T_{cl} - T_{cl}$$

$$I_{cr12} \dot{\omega}_{cr} = \frac{T_{cl}}{R_1} + \frac{T_{cl}}{R_2} - R_d T_s$$

여기서,

$$I_{cr12} = I_{cr} + \frac{I_{si}}{R_1^2} + \frac{I_{ci}}{R_2^2}, \quad \omega_{cr} \text{ 리액션캐리어속도(rpm)}$$

▲ 2단 기어에 대한 상태방정식 :

<SPRAG 변속기인 경우> $I_2 \dot{\omega}_i = T_i - R_2 R_d T_s$

<Clutch-to-Clutch 변속기인 경우>

$$I_2 \dot{\omega}_i = T_i - \frac{R_1}{R_2} T_{ci} - R_2 R_d T_s$$

여기서, $I_2 = I_i + I_{ci} + R_2^2 I_{cr} + \frac{R_2^2}{R_1^2} I_{si}$

▲ 클러치 토크 :

$$T_{ci} = A R_i \cdot \mu_i \cdot P_{ci} \cdot \text{sgn}(\Delta \omega_{ci}), \quad i=1,2$$

여기서,

$A R_i$, i 단 클러치면적 \times 유효반경

$$\mu_i = 0.1316 + 0.0001748 |\Delta \omega_{ci}|, \quad \Delta \omega_{ci} = \omega_i - \frac{\omega_{cr}}{R_i}$$

부록 A3 : 구동부 모델

$$\dot{T}_s = K_s (R_d \omega_{cr} - \omega_{wf}), \quad I_{wf} \dot{\omega}_{wf} = T_s - h_f F_{tf} - T_{rf}$$

$$F_{tf} = K_i \cdot i_d, \quad M \cdot \dot{V} = F_{tf} - F_{tr} - F_a$$

여기서,

T_s , 액슬축 토크, K_s , 액슬축 강성도

ω_{wf} 앞바퀴 속도 (rpm)

h_f 지면으로부터 앞바퀴 차축까지의 정적높이

I_{wf} 앞바퀴 관성모멘트(양쪽 합)

K_i 타이어 슬립 비례계수, M 차량무게

F_{tf} 앞바퀴의 추진/제동력(양쪽 합)

F_{tr} 뒷바퀴의 추진/제동력(양쪽 합)

T_{rf} 앞바퀴의 구름저항(양쪽 합), F_a 항력

i_d 타이어 슬립율 (%)

$$h_f \omega_{wf} > 0.5 \text{ \% 경우 : } i_d = 1 - \frac{V}{h_f \omega_{wf}}$$

$$h_f \omega_{wf} \leq 0.5 \text{ \% 경우 : } i_d = \frac{h_f \omega_{wf} - V}{0.5 \text{sgn}(h_f \omega_{wf})}$$



양 경 진

1969년 2월 10일생. 1987년 2월~1994년 2월 부산대학교 기계공학과(공학사). 1993년 12월~1995년 12월 쌍용정유(울산) 근무. 1996년 2월~1998년 2월 부산대학교 대학원(공학석사). 1998년~현재 동대학원 박사

과정 재학중. 관심분야는 차량시스템의 비선형제어, 적응제어.



홍 금 식

1957년 8월 25일생. 1975년 3월~1979년 2월 서울대학교 기계설계학과(공학사). 1985년 8월~1987년 1월 Columbia University (New York) 기계공학과(공학석사). 1990년 6월~1991년 1월 Univ. of Illinois at

Urbana-Champaign (UIUC) 응용수학과(이학석사). 1987년 1월~1991년 8월 UIUC 기계공학과(공학박사). 1991년 8월~1992년 8월 UIUC 기계공학과 Postdoctoral Fellow. 1979년~1982년 군복무(포병). 1982년~1985년 대우중공업(인천) 기술연구소 근무. 1993년~현재 부산대학교 공과대학 조교수. 관심분야는 시스템이론, 적응제어, 비선형제어, 분포계수시스템의 제어.



이 교 일

1942년 7월 6일생. 1966년 서울대학교공과대학 기계공학과(공학사). 1967년~1971년 Technische Hochschule Aachen(공학석사). 1971년~1978년 Technische Hochschule Aachen(공학박사). 1978년~현재 서울대학교

기계설계학과 조교수, 부교수, 교수. 1994년~1996년 서울대학교 공학연구소 소장. 1996년 대한기계학회 회장. 1995년~현재 서울대 기계항공공학부 학부장. 주관심분야는 유공압제어, 생산공학, 자동화.