

가솔린 엔진/자동변속기 통합제어 시뮬레이션을 위한 객체지향형 프로그래밍 An Object-Oriented Programming for the Simulation of Integrated Gasoline Engine/Automatic Transmission Control

“양경진, 홍금식”, 이교일, 최재원”

· 부산대학교 대학원 (Tel:+82-51-510-1481; Fax:+82-51-514-0685; E-mail:yangkj@hyowon.pusan.ac.kr)
 * 부산대학교 기계공학부 (Tel:+82-51-510-2454; Fax:+82-51-514-0685; E-mail:kshong@hyowon.pusan.ac.kr)
 † 서울대학교 기계설계학과 (Tel:+82-2-880-7135; Fax:+82-2-883-1513)

ABSTRACT In this paper a simulation program for the powertrain control of a gasoline engine with automatic transmission is presented. The object-oriented programming approach has been pursued, and MATLAB/SIMULINK was adopted for its environment. The purpose of the paper is to demonstrate the programmability of a control system in the object-oriented fashion so that the transferability of the objects is guaranteed. The program developed in the paper was applied to a gasoline engine and the mathematical models used in the paper were just adopted from the literature. It is shown that the simulation results and real experimental results coincide well. Therefore, it is expected that the program or objects made in the paper are useful for the automotive engineers when they design a new engine/transmission system or modify a part of existing system.

Keywords MATLAB/SIMULINK, air-fuel ratio, engine/transmission, object-oriented programming, sliding mode control

1. 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 NVH(Noise Vibration Harshness)의 주요인자가 되는 엔진과 변속장치를 포함한 동력전달부의 성능을 향상시켜야 하므로 엔진/변속기 통합제어는 현재 고성능 차량개발에 중요한 과제로 부상하고 있다[5],[13].

동력성능의 평가는 차량 및 제어기의 설계/제작 후 실차주행 테스트를 통하여 평가할 수 있으나 실차주행 테스트에 앞서 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 동력성능을 평가할 수 있다면 많은 경비와 시간의 절약을 도모할 수 있다. 또한 차량의 설계단계에서부터 엔진 및 동력전달계 그리고 제어기 등 각 시스템의 특성이 차량의 동력성능에 미치는 영향을 예측함으로써 보다 효율적인 설계를 도모할 수 있다.

본 논문은 그래픽 인터페이스와 객체지향방식(object-oriented programming)[1]이 가능한 MathWorks 사의 MATLAB/SIMULINK를 사용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 이미 설계된 제어기의 성능 및 차량의 동력성능을 예측하고 평가할 수 있는 프로그램에 관한 연구이다.

Weeks와 Moskwil[14]은 이러한 객체지향기법을 이용하여 MATLAB/SIMULINK 상에서 엔진모듈을 구현하였다. 그러나 변속기와 구동부(driveline)에 대한 모듈은 포함하지 않아 차량 파워트레인 전체의 동력성능 예측과 통합제어시스템 구축에는 사용이 불가능하다.

정병용[17]은 C-MEX 파일을 이용하여 엔진, 변속기, 그리고 구동부등을 구현한 후 MATLAB/SIMULINK 환경에서 모듈화하여 차량 파워트레인을 구축하였으나, 이는 시각적 효과와 계층적 구조의 구현에 문제가 있을 뿐만 아니라, 사용자의 편리성과 프로그램의 재사용성, 그리고 객체지향의 조건에 맞는 설계효율성등을 감안해 볼 때 이러한 요구를 충족시키기엔 부족한 점이 많다.

본 논문에서는 이와 같은 단점들을 보완하고, 객체지향기법이 지닌 장점을 충분히 살리기 위해 MATLAB/SIMULINK의 블록 라이브러리를 사용하여 엔진/변속기 통합제어 시스템을 구축하였다. 구축된 시뮬레이션 프로그램은 시각적 효과를 지닌 계층적 구

조로 적절한 경계구분을 통해 전체시스템이 구성되어짐으로써 프로그램의 재사용성과 생산성 향상은 물론, 사용자의 편리성으로 설계 효율성이 높은 장점을 지니고 있다.

차량 및 제어설계 기술자는 실차주행 테스트를 통한 새로운 시스템의 성능평가 이전에, 본 논문에서 구축된 프로그램을 이용한 주행 시뮬레이션을 통하여 차량설계단계에서 각 시스템의 특성이 실제차량의 동력성능에 미치는 영향을 예측할 수 있다. 이를 통해 보다 효율적인 설계를 도모할 수 있음은 물론, 시간, 노력 그리고 비용을 훨씬 절약할 수 있다.

2. 엔진/변속기 통합제어 시스템

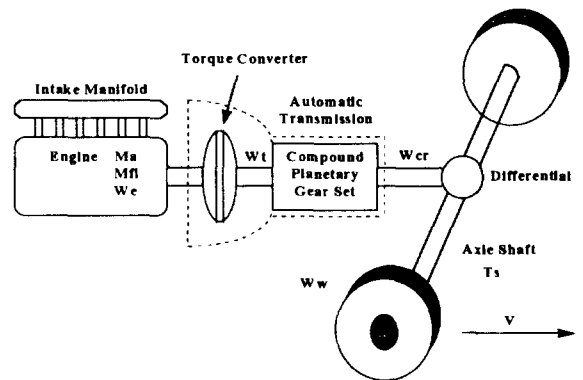


그림 1 차량 파워트레인의 개략도[10]
Fig. 1 Car model diagram

그림 1은 차량 파워트레인의 개략도를 보여주고 있다. 본 연구에서는 엔진, 변속기, 구동부 그리고 제어기들을 엔진/변속기 시스템을 구현하는 부시스템의 경계로 설정한다. 자동변속기의 제어기로는 변속기의 4개의 클러치와 1-2밴드의 압력을 제어하는 클러치 압력제어기, 그리고 기어 변속시점을 결정하는 변속예정도(shift schedule)로 나눌 수 있다. 변속예정도는 드로블 각도와 차량의 전진속도를 입력으로 받아서 클러치 압력제어기 모듈에 기어 위치 명령을 내려준다. 그림 2는 1-2단 변속예정도를 보여준다.

구현된 부시스템의 모듈들을 입출력 관계에 따라 서로 연결하여 구축한 파워트레인 전체 시뮬레이션 시스템은 그림 3에 보여지는 것과 같다.

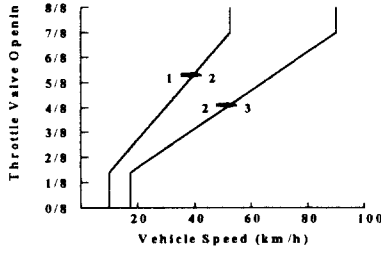


그림 2 변속에정도 [15]

Fig. 2 Shift schedule

VEHICLE POWERTRAIN CONTROL SYSTEM

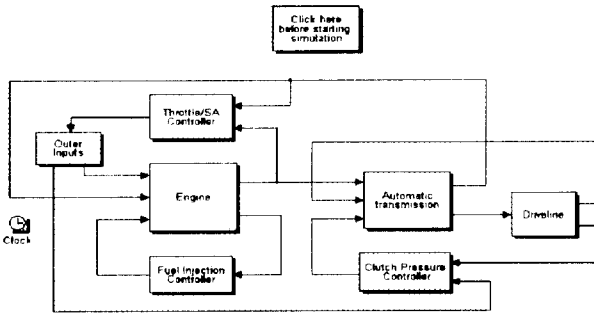


그림 3 엔진/변속기 통합제어 시뮬레이션 시스템

Fig. 3 Powertrain control system

2.1 엔진 모델

그림 3에서 구현된 엔진모듈에 사용된 엔진모델은 스파크점화-토크발생 과정의 시간지연이 포함된 비선형 동역학 모델이며, 이는 Moskwa[8]와 Cho[2]에 의해 소개되어졌다. Cho의 모델에서 생성되는 엔진토크 값이 실제 차량에 비해 적은 값을 가지는 단점이 있어 본 논문에서는 엔진토크 생성부는 Moskwa 모델을 사용하고, 그 외 부분은 Cho의 모델을 사용하여 엔진모듈을 구현하였다. (그림 4, 그림 5)

2.2 자동변속기 모델

그림 3에서 구현된 변속기 모듈에 사용된 모델은 Runde[12]와 Cho[2]에 의해 소개된 것으로서, 1단 클러치와 인풋턴기어 사이에 오버러닝 스프래그가 장착된 스프래그(sprag) 타입과 스프래그가 없이 클러치만 장착된 클러치대클러치(clutch-to-clutch) 타입 등 두 종류의 변속기 타입을 구현하였다.(그림6, 그림7, 그림8)

2.3 제어기 모델

2.3.1 연료분사 제어기

본 제어기는 산소센서의 시간지연을 갖는 슬라이딩 표면을 고려한 모델로서 아래의 식(1)과 같다[2][3].

$$\dot{m}_f(t) = \dot{m}_f(t) + \frac{\tau_f / MODEL}{\beta} \cdot [\dot{m}_{so}(t) / MODEL + k(t) \cdot \text{sign}(S(t - \Delta t_s))] \quad (1a)$$

$$k(t) \geq c_{10} \cdot |\dot{m}_{so}(t) / MODEL| + c_{11} \cdot \dot{m}_{so}(t) / MODEL \quad (1b)$$

2.3.2 엔진속도제어를 위한 스로틀 각도/점화진각 제어기

엔진에는 스로틀과 점화진각이라는 두가지 제어성분이 있다. 스로틀은 넓은 작동범위를 가지는 반면, 유입공기가 흡입메니폴드 충전(filling) 과정의 지연과 실린더 흡입에서 폭발까지의 지연을 가짐으로써 느린 응답특성을 지닌다. 반면에 점화진각은 빠른 응답특성을 지니는 대신, 과도한 점화시기 지연은 연소불안정, 촉매장치 과열 및 심할경우 엔진정지(stall) 상태까지 갈 수 있으므로 그 작동범위는 한계를 지닐 수 밖에 없다[4].

따라서, 미리 지정된 엔진속도를 추정하기 위한 최적의 엔진 제어기 설계를 위해서는 스로틀과 점화진각 제어를 동시에 실시함으로써 각각의 장점들을 적절하게 조합시켜야 한다.

스로틀 각도 및 점화진각 제어기는 아래의 식(2), (3)과 같다 [16].

$$\alpha = \left[\frac{180}{\pi} \cdot \cos^{-1} \{ 1 - \Omega_1 \cdot \Omega_2 \} + 1.06 \right] / 1.14459 \quad (2)$$

여기서,

$$\Omega_1 = \frac{\# \text{cyl} \cdot w_e}{4\pi \cdot TF \cdot AFI \cdot SI_{(t-\Delta t_{ST}, \Delta t_{IS})}} + \frac{(\dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao})}{MAX \cdot PRI}$$

$$\Omega_2 = -K_1 \cdot I_e \cdot \text{sat} \left(\frac{w_e(t+\Delta t_E) - w_d(t+\Delta t_E)}{\phi_1} \right) + I_e \cdot \dot{w}_d(t+\Delta t_E) + T_{load(t+\Delta t_E)} + T_{f/p(t+\Delta t_E)} + T_{p(t+\Delta t_E)}$$

$$SA = MBT - \frac{180}{\pi} \cdot \cos^{-1} \left[\exp \{ \log(\Omega_3 \cdot \Omega_4) / 2.875 \} \right] \quad (3)$$

여기서,

$$\Omega_3 = \frac{\# \text{cyl} \cdot w_{e(t-\Delta t_{IS}, \Delta t_{ST})}}{4\pi \cdot TF_{(t-\Delta t_{IS}, \Delta t_{ST})} \cdot AFI_{(t-\Delta t_{IS}, \Delta t_{ST})} \cdot \dot{m}_{ao(t-\Delta t_{IS}, \Delta t_{ST})}}$$

$$\Omega_4 = -K_2 \cdot I_e \cdot \text{sat} \left(\frac{w_e(t+\Delta t_{ST}) - w_d(t+\Delta t_{ST})}{\phi_2} \right) + I_e \cdot \dot{w}_d(t+\Delta t_{ST}) + T_{load(t+\Delta t_{ST})} + T_{f/p(t+\Delta t_{ST})} + T_{p(t+\Delta t_{ST})}$$

2.3.3 클러치압력 제어기

자동변속기는 기어변속을 위해 클러치에 작용하는 유압으로 제어된다. 클러치의 유제압력은 기어의 상태에 따라 식(4)과 같이 정하였다[2][11].

$$1\text{단 기어} : P_{c1} = 1000 \text{ kPa} \quad , \quad P_{c2} = 0 \text{ kPa} \quad (4a)$$

$$1 \leftrightarrow 2 \text{ 변속} : \dot{P}_{c1} = \frac{1000 - P_{c1}}{\tau_1} \quad , \quad \dot{P}_{c2} = \frac{(1000 - P_{c2})}{\tau_2} \quad (4b)$$

$$2\text{단 기어} : P_{c1} = 1000 \text{ kPa} \quad , \quad P_{c2} = 1000 \text{ kPa} \quad (4c)$$

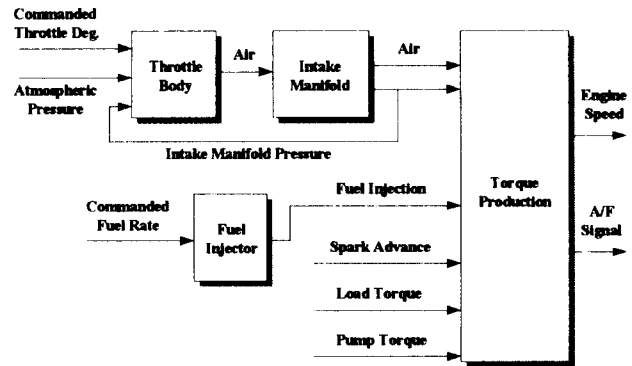


그림 4 엔진의 구성블록 및 흐름도
Fig. 4 engine block diagram (Fig. 3)

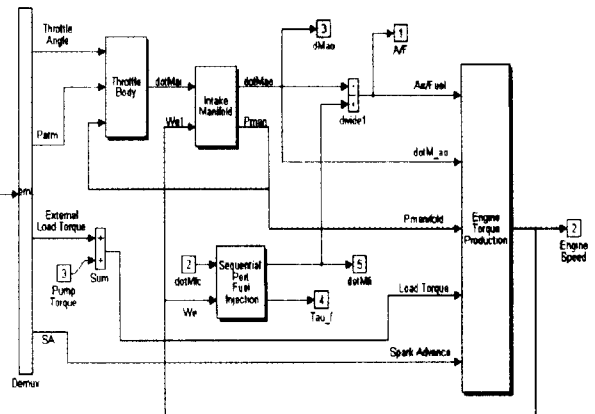


그림 5 그림. 3의 엔진모듈 상세도
Fig. 5 engine module (Fig. 3)

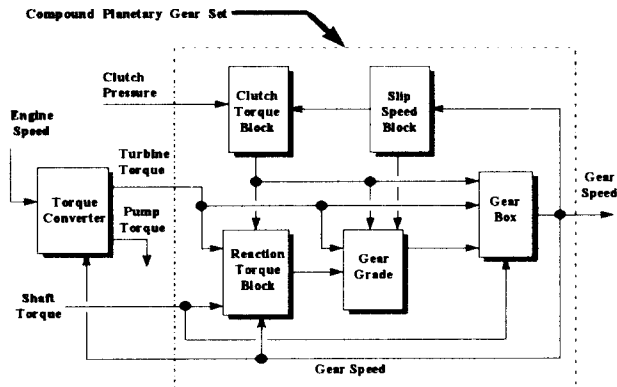


그림 6 자동변속기의 구성블록 및 흐름도
Fig. 6 Automatic transmission block diagram

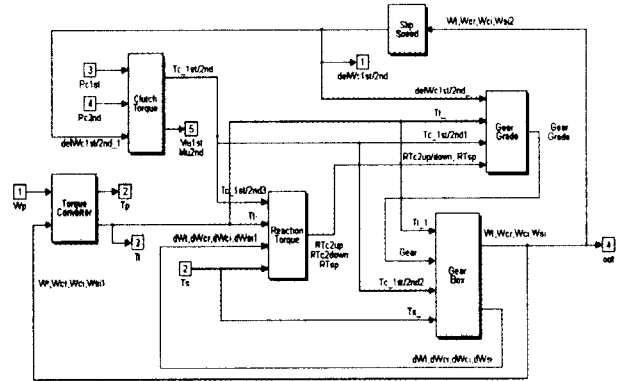


그림 7 그림 3의 자동변속기 모듈 상세도 (SPRAG 타입)
Fig. 7 SPRAG A/T module (Fig. 3)

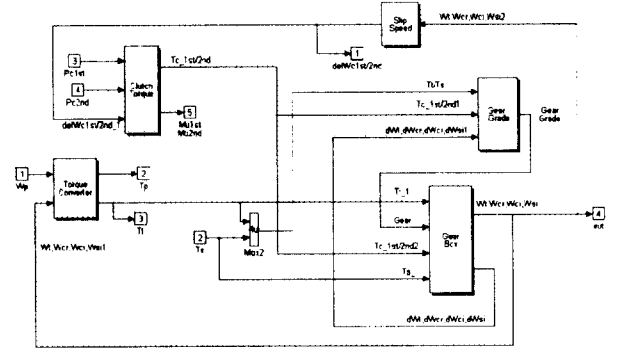


그림 8 그림 3의 자동변속기 모듈 상세도 (ClutchtoClutch 타입)
Fig. 8 Clutch-to-Clutch A/T module (Fig. 3)

3. 엔진/변속기 통합제어 시뮬레이션

3.1 파워트레인 및 엔진 시뮬레이션 (그림 9, 그림 10)[2][6][7]
일반적으로 자동변속기에서 상향변속(upshift)은 그림 11과 같이 토오크영역(torque phase)과 관성영역(inertia phase)으로 나뉘어진다[10].

본 룰에 의해 구현된 두가지 타입의 자동변속기에 대한 1-2단 상향변속 구간의 출력축 토크는 그림 12와 같이 보여지고 있다. 관성영역에서 토크가 크게 증가한다면 차량 운전자는 기분 나쁜 쇼크를 느낄 것이다. 반면에 관성영역의 토크 증가에 대한 과도한 억제에는 긴 변속시간을 초래할 것이고, 이것은 마찰부문에 손상과 마멸을 줄 수 있다.

따라서, 변속쇼크가 거의 없는 부드러운 변속상태를 얻기 위해 토크영역 구간에서는 토크 떨어짐을 작게 하도록 억제하여야 하고, 관성영역 구간에서는 기아변속 완료전 토크 값과 비교해 비정상적으로 토크값이 크지 않도록 엔진/변속기 통합제어를 통해서 마찰 요소에 적용되는 유압과 엔진출력을 적절히 제어시켜야 한다[10].

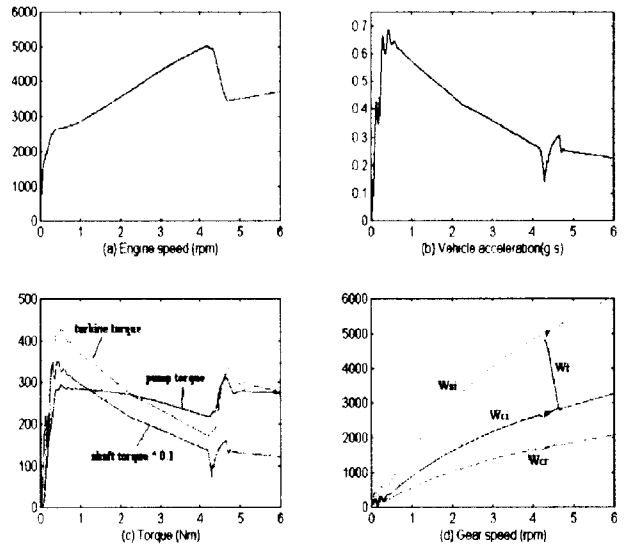


그림 9 엔진/변속기 통합 시뮬레이션 (SPRAG A/T)
Fig. 9 Powertrain simulation (SPRAG A/T)

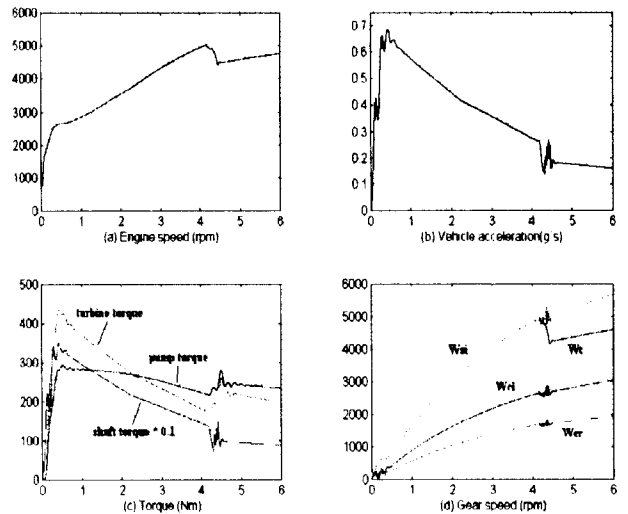


그림 10 엔진/변속기 통합 시뮬레이션 (Clutch-to-Clutch A/T)
Fig. 10 Powertrain simulation (Clutch-to-Clutch A/T)

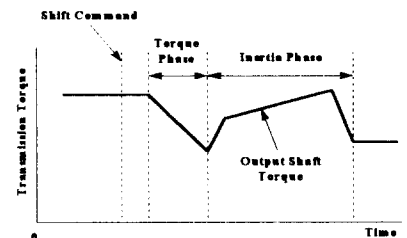
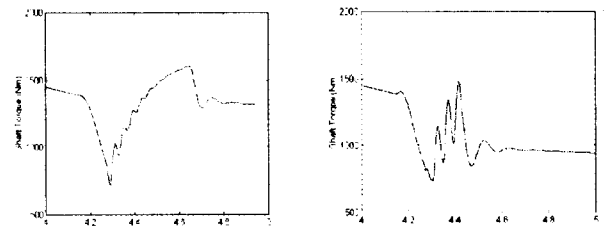


그림 11 상향변속동안의 출력토크
Fig. 11 Power-on Upshift



(a) SPRAG A/T인 경우 (b) Clutch-to-Clutch A/T인 경우
그림 12 1-2단 상향변속구간의 출력토크
Fig. 12 Power-on 1-2 Upshift