

〈논 문〉 SAE NO. 96370133

GUI를 이용한 Powertrain 설계용 소프트웨어 개발

The Development of the Software for the Powertrain Design Using Graphic User Interface

김	인	찬,*	이	승	종**
I.	C.	Kim,	S.	J.	Yi

ABSTRACT

In this paper, the performance analysis of the vehicle with the Ravigneaux type automatic transmission has been carried out using information of engine and drivetrain. It is necessary to understand the overall system including engine, torque converter, clutch, planetary gears, and road load. The equations of motion are derived from the dynamic model. The GUI computer simulation program has been developed to analyze the powertrain performance of the vehicle with the Ravigneaux type automatic transmission.

주요기술용어 : Automatic transmission(자동변속기), Ravigneaux gears(라비뉴 기어), GUI(그래픽 사용자 인터페이스), Powertrain(동력전달시스템), Performance analysis(성능해석)

1. 서 론

승용차의 경우 시내 주행시 잦은 변속의 번거로움과 여성 운전자의 증가로 인하여 자동변속기를 장착한 차량의 수요가 증가하고 있다. 자동변속기는 차량의 동력을 전달하는 중요한 구성 요소로 아직까지 국내 기술이 취약한 부분 중의 하나이다. 자동변속기를 개발 차량에 탑재하는 방

법은 일반적으로 외국 업체에서 원하는 모델을 도입하는 방안과 국산화를 통한 국내에서 조립 생산한 모델을 탑재하는 방법이 있다. 두 가지 방법 모두 최종적으로 자동변속기를 차량에 탑재했을 때, 개발 차량의 동력 성능이 어느 정도 개발 목표에 접근했는지를 파악할 필요가 있으며, 이는 많은 시간과 실험을 필요로 한다. 또한 자동차 제작 회사는 소비자의 다양하고 고도화된 요구에 부응하기 위하여 모델의 교체 시기를 빠르게 하고 있으며, 동일 모델에 엔진 및 변속기의 종류에 변화를 준 선택 사양의 판매도 보편화

* 한양대학교 대학원 정밀기계공학과

** 정회원, 한양대학교 자동차공학과

되었다. 이에 따라 다양한 차량의 동력 성능을 설계 단계에서 미리 파악하는 일은 매우 중요하게 되었으며, 이를 통하여 설계 변수가 차량의 구동 성능에 미치는 영향을 미리 해석하여, 여러 번 반복될 수 있는 설계, 제작, 실험의 과정을 최소한으로 줄임으로써 생산비 절감을 이룰 수 있다.

지금까지 차량의 동력 성능을 컴퓨터를 이용하여 해석하려는 노력은 많이 시도되어 왔으나, 직접 만든 사람이 아닌 설계자가 사용하기에는 사용법이 어렵고 복잡하여 현장에서 사용하는데 어려움이 많았다. 이제는 설계자의 개발 환경도 사용자 위주로 만들어져야 하며 프로그램의 내부를 모르더라도 사용하는데 불편이 없어야 한다. 따라서 본 연구에서는 자동변속기를 장착한 차량의 가속 성능, 추월 성능, 정속 주행 연비, 도시 주행 연비, 주행 성능곡선 등 동력 성능을 해석할 수 있도록 파워트레인을 구성하는 요소를 모델링하였다. 또한 일반 PC나 노트북 컴퓨터에서 사용할 수 있도록 GUI를 이용한 사용자 인터페이스 및 결과 분석을 위한 다양한 그래프를 제공하는 소프트웨어를 개발하여 신차의 설계나 기존 차량의 개선 작업시 장소나 시간에 구애 받지 않고, 효율적인 설계를 도모할 수 있게 하였다.

2. 파워트레인 모델링

2.1 동력 발생 장치의 모델링

자동차의 엔진은 저속에서는 토크가 크고, 고속에서는 토크가 낮은 대신 속도 영역이 넓은 경우가 이상적이다. 본 연구에서 엔진의 모델링은 정속 상태에서 실험을 통한 엔진의 성능값을 이용하였다. 이는 과도 상태에서는 약간의 오차를 발생할 수 있으나 그 크기가 그리 크지 않은 반면에 이용하기가 편리하기 때문이다⁶⁾. 엔진의 출력 토크와 연료 소모율 자료를 엔진의 회전수와 스로틀 개도량의 함수로 측정하고, 입력 데이터가 없는 임의의 점에서의 계산은 3차 스플라인 보간(cubic spline interpolation)을 통하여 계산하였다⁵⁾.

2.2 토크 컨버터 모델링

차량의 유연한 발전, 가속시 토크 증대 효과, 변속 또는 급속한 저항 변화시 충격을 흡수하는 특성을 가진 토크 컨버터는 펌프(pump)와 터빈(turbine), 스테이터(stator)로 구성되어 있다. 정상적인 경우 토크 컨버터내 유체는 펌프, 터빈, 스테이터의 순으로 유동하며, 저속에서 토크 증대 효과가 나타나는 컨버터 모드(converter mode)와 유체 커플링과 같이 작동하는 커플링 모드(coupling mode)로 특성을 구분할 수 있다. 커플링 모드에서는 펌프의 토크와 터빈의 토크가 같은 반면에 터빈의 속도는 펌프의 속도보다 작기 때문에 동력 손실이 발생한다. 따라서 일반적으로 락업 클러치(lock up clutch)를 사용하여 손실을 줄인다^{1), 2)}.

토크 컨버터의 모델링은 정상상태의 성능곡선을 이용하여 용량 인자와 터빈의 토크를 계산한다. 용량 인자는 펌프 토크와 펌프 속도로 계산할 수 있고, 터빈 토크는 토크비와 펌프 토크로 구할 수 있다⁶⁾. 물론 변속과 같은 과도 상태를 분석하려면, 토크 컨버터의 회전 요소들의 크기, 날개의 형상, 작동 유체에 따라 동적인 모델링을 해야 한다. 그러나 토크 컨버터 내의 3차원 유동에 대해서 정확히 알려져 있지 않고, 정상적인 경우에는 실험 데이터를 이용하는 것이 더욱 실차와 일치하기 때문에 여기서는 성능곡선을 채택하였다.

2.3 자동 변속기 모델링

현재 사용되고 있는 자동변속기는 여러 가지 유형이 존재 한다. 일반적으로 자동변속기를 구분하는 방법은 사용하고 있는 유성 기어의 방식과 변속 방식(clutch hook up)에 따라서 구분할 수 있다. 본 연구에서 모델로 선택한 차량은 전자식 4단 라비노(Ravigneaux) 방식 전륜 구동형이다. 모델링에 사용된 주요 구성요소는 다음과 같다.

2.3.1 다판 클러치

회전 방향에 상관없이 동일한 성능을 나타내는 다판 클러치는 접촉면의 갯수를 조정하여 클러치

용량의 크기를 조절하며 클러치 토크는 아래와 같다.

$$T_c = \mu F_n n \frac{2(R_o^2 - R_i^2)}{3(R_o^2 - R_i^2)} \quad (1)$$

여기서 μ 는 마찰계수이고, F_n 은 마찰면에 작용하는 수직력, n 은 접촉면의 갯수, R_o 는 접촉면의 바깥 반지름, R_i 는 접촉면의 안쪽 반지름을 나타낸다.

2.3.2 밴드 브레이크

밴드 브레이크는 브레이크 밴드로 드럼을 고정하는 방식이며, 제동 토크는 드럼의 반경(R), 밴드와 드럼의 접촉각(θ), 작용력(F), 마찰계수(μ)에 의해 아래와 같이 결정된다.

$$T_b = FR(e^{\mu\theta} - 1) \quad (2)$$

2.3.3 유성 기어 장치

본 연구에 사용된 라비뇨(Ravigneaux)형 유성 기어는 단순 유성 기어(single pinion simple planetary gears)와 이중 피니언 단순 유성 기어(double pinion simple planetary gears)가 짝이 되어 있고 유성 캐리어(planetary carrier)와 링기어(ring gear) 그리고 긴 피니언(pinion gear)을 공유하고 있으며, 출력 축은 아이들 기어(idle gear)를 거쳐 링기어(ring gear)와 연결되어 있다. 여기서는 단순 유성 기어(single pinion simple planetary gears)와 이중 피니언 단순 유성 기어(double pinion simple planetary gears)를 구분하여 모델링을 하였다. 단, 유성 기어는 그 구조 특성상 백래쉬(backlash)가 작고 기어의 강성이 상당히 크므로 이를 무시한 이상적인 경우로 모델링 하였다.

1) 단순 유성 기어(Single Pinion Simple Planetary Gears)

유성 기어의 3요소(선기어, 유성 캐리어, 링기어)가 항상 서로 맞물려 있으므로 기어의 크기는 모두 같고, 맞물려 있는 기어 장치에서 기어의 잇수는 기어의 직경에 비례한다. 따라서 3요소 중에서 캐리어를 고정된 것으로 보면, 큰

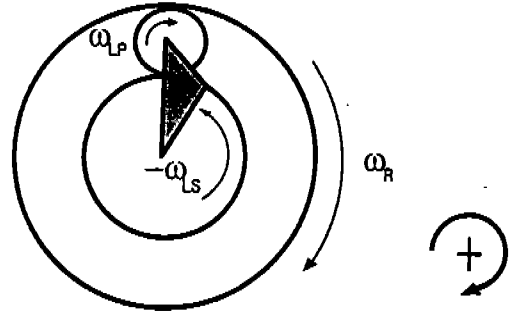


Fig.1 Single Pinion Simple Planetary Gears

선기어(sun gear)와 링기어(ring gear)의 속도 관계를 유성 캐리어의 상대 좌표계 개념으로 아래와 같이 표현 할 수 있다.

$$\frac{Z_{LS}}{Z_R} \omega_{LS} + \omega_R = (1 + \frac{Z_{LS}}{Z_R}) \omega_C \quad (3)$$

여기서, ω 는 회전속도, Z 는 기어의 잇수, 첨자 LS, R, C는 각각 큰 선기어(sun gear), 링기어(ring gear), 유성 캐리어(planetary carrier)를 나타낸다.

2) 이중 피니언 단순 유성 기어(Double Pinion Simple Planetary Gears)

같은 방법으로 캐리어에 대한 상대 좌표 개념으로 해석을 하면,

$$\omega_R - \frac{Z_{SS}}{Z_R} \omega_{SS} = (1 - \frac{Z_{SS}}{Z_R}) \omega_C \quad (4)$$

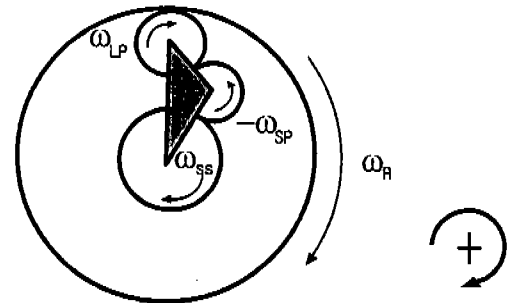


Fig.2 Double Pinion Simple Planetary Gears

(4) 식과 같이 나타낼 수 있다. 여기서, 첨자 SS는 작은 선기어(sun gear)를 나타낸다.

2.3.4 종감속기어

종감속기어는 토크를 증대시키고, 회전 속도를 감소시키는 역할을 한다. 구동축의 회전속도는 변속기의 출력 축에 연결된 링기어의 회전 속도를 종감속 기어의 감속비(R_G)로 나누어 구하고, 구동축의 토크는 종가속 기어의 감속비(R_G)와 효율을 링기어(ring gear)의 토크에 곱하면 구할 수 있다.

한편 타이어가 지면에 전달할 수 있는 최대 구동력은 지면의 마찰계수와 구동륜에 작용하는 수직력에 비례한다. 따라서 시뮬레이션에서 계산된 구동력이 노면이 제공하는 최대 구동력보다 큰 경우는 타이어에 슬립이 발생하게 된다.

2.4 주행저항

자동차가 주행할 때 받는 저항(F_R)은 아래와 같이 구름저항, 공기저항, 등판저항의 합으로 볼 수 있다.

$$F_R = \xi_T W + \xi_A A V^2 + W \sin \alpha \quad (5)$$

여기서 ξ_T 는 구름저항계수, ξ_A 는 공기저항계수, W 는 차량의 중량, A 는 차량의 전면 투영면적, V 는 주행속도, α 는 도로의 경사각을 나타낸다. 차량은 차륜의 구동력에서 주행 저항을 뺀 여유 구동력을 가속이나 등판에 사용할 수 있다.

3. 차량의 운동방정식

여기서는 차량의 서스펜션 효과 및 베어링 손실 등은 무시하고, 축과 기어의 강성 효과를 고려하지 않은 강체계(rigid body system)로 모델링 하였다. 차량의 동력전달계는 엔진에서 토크 컨버터의 펌프까지, 토크 컨버터의 터빈에서 다판 클러치 입력 축까지, 그리고 다판 클러치 출력 축에서 타이어까지 3 자유도 시스템으로 볼 수 있다. 그러나 변속 선도에 의해 속도단이 결정되게 되면 해당 다판 클러치는 클러치 작동 유압에 의해 클러치가 결합되고, 이에 따라 차량의 자유도는 하나가 줄게 된다. 따라서 속도단이 결정된 상태의 차량은 2 자유도로 볼 수 있고, 2 개의 운동 방정식이 나타나게 된다.

● 제 1 속

제 1 속에서는 작은 선기어가 구동하고, 유성 캐리어가 원웨이 클러치(one way clutch)에 의해서 구속된다($\omega_C=0, \omega_{SS}=\omega_T$). 각 부분의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - T_P \quad (6)$$

$$I_T \dot{\omega}_T = T_T - T_{Cl} \quad (7)$$

$$I_{SS} \dot{\omega}_{SS} = T_{Cl} - \frac{Z_{SS}}{Z_{LS}} T_{LS} - \frac{Z_{SS}}{Z_R} T_R \quad (8)$$

$$I_{LS} \dot{\omega}_{LS} = -T_{LS} \quad (9)$$

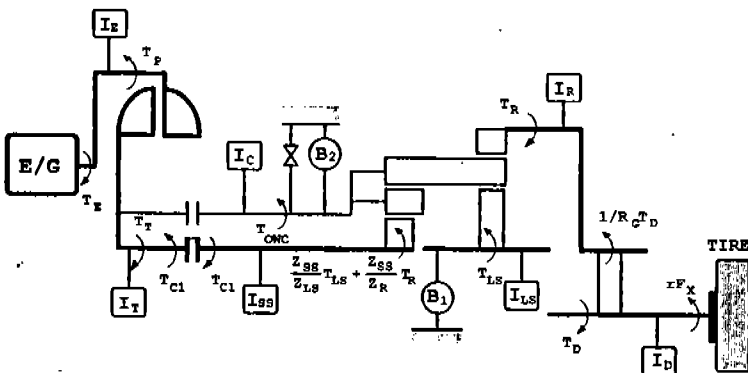


Fig.3 First Gear Power Flow

$$I_R \dot{\omega}_R = T_R - \frac{1}{R_G} T_D \quad (10)$$

$$I_D \dot{\omega}_D = T_D - rF_x \quad (11)$$

여기서 R_G 는 종감속 기어비, r 은 타이어의 동회전 반경이고, $I_B, I_T, I_{SS}, I_{LS}, I_R, I_D$ 는 각 회전 부분의 관성(inertia)을 나타낸다. 제1속에서 각 부분에 대한 회전속도의 관계는 아래와 같다.

$$\omega_R = \frac{Z_{SS}}{Z_R} \omega_T, \omega_{LS} = -\frac{Z_{SS}}{Z_{LS}} \omega_T, \omega_D = \frac{1}{R_G} \frac{Z_{SS}}{Z_R} \omega_T \quad (12)$$

여기서 구동축 속도(ω_D)는 차속(V)을 타이어의 동회전 반경(r)으로 나눈 것과 같으므로 식 (6)~(11)에 운동학적 조건을 대입하고 구동축을 기준으로 정리하면, 클러치가 결합 되었을 경우에 시스템은 엔진의 회전 속도에 관련된 부분과, 차량의 구동력에 관련된 부분으로 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$I_E \dot{\omega}_E = T_E - T_P \quad (13)$$

$$F_x = \left(\frac{R_G Z_R}{r Z_{SS}} \right) T_T - I_{eq1} \frac{\dot{V}}{r^2} \quad (14)$$

여기서,

$$I_{eq1} = \left(\frac{R_G Z_R}{Z_{SS}} \right)^2 (I_T + I_{SS}) + \left(\frac{R_G Z_R}{Z_{LS}} \right)^2 I_{LS} + R_G^2 I_R + I_D$$

마찬가지로 나머지 2속, 3속, 4속의 경우도 1속과 같이 엔진의 회전 속도에 관련된 부분과, 차량의 구동력에 관련된 부분으로 정리할 수 있다¹⁰⁾.

4. 속도단 결정

속도단은 변속 선도에서 현재의 스로틀 개도와 차속으로 결정한다¹⁰⁾. 프로그램 상에서 변속단을 결정할 때는 상향 변속 선도와 하향 변속 선도를

구분하여 처리해야 한다. 스로틀 개도가 일정하고, 감속이나 증속이 되는 경우는 차량의 가속도의 부호를 가지고 결정하면 되지만, 킥 다운과 같이 스로틀 개도가 순간적으로 변화하는 경우는 일단 스로틀 개도가 변화하고 그 다음 차량의 속도가 변하기 때문에 가속도만을 가지고는 정확히 판별해 낼 수가 없다. 따라서 본 연구에서는 Fig.4와 같이 변화된 스로틀 개도와 차속을 상향 변속 선도와 하향 변속 선도를 모두 이용하여 각각 속도단을 계산하고, 바로 전의 속도단과 비교하여 현재의 속도단을 결정하는 방법을 추가하여 사용하였다.

5. 변속 과정

변속은 두 개의 클러치가 결합되어 기어비가 고정된 상태에서 기어비의 변환을 위하여 하나의 클러치가 분리되고 새로운 클러치가 결합되면서 이루어진다. 변속 과정은 새로 결합되는 클러치(on coming clutch) 압력이 서서히 증가하고, 해제되는 클러치(off going clutch) 압력이 급격히 낮아졌지만 해제되는 클러치가 아직까지 미끄러지지 않을 때까지를 토크 상태(torque phase)라고 하고, 해제되는 클러치와 결합되는 클러치가 모두 슬립하여 관성으로 동작하는 상태를 관성 상태(inertia phase)라고 한다³⁾. 본 연구에서는 변속이 될 때 전달하는 토크를 클러치 입력축

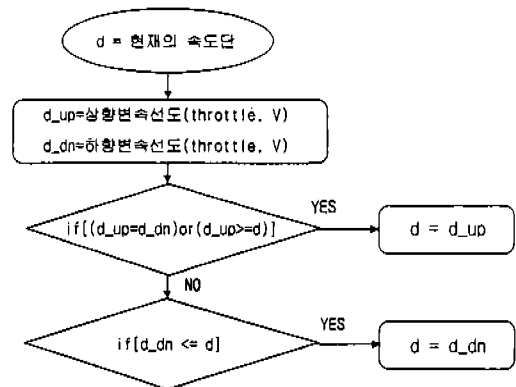


Fig.4 Shifting-Point Control Algorithm

속도(ω_i)와 클러치 출력축 속도(ω_o)를 반영하여 다음과 같이 정의하였다.

마찰면에 슬립이 있을 경우 전달 토크는 마찰력에 의해 전달되며 아래와 같이 표현 할 수 있다³⁾.

$$T = \text{sign}(\omega_i - \omega_o) T_c \quad (15)$$

여기서,

$$\text{sign}(x) = \begin{cases} 1 & (x > 0) \\ -1 & (x < 0) \end{cases}$$

슬립이 없을 경우 토크는 기어 축에 걸리는 입력 토크(T_i)의 크기에 따라 좌우되며, 역시 아래와 같이 나타낼 수 있다³⁾.

$$T_c > T_i \text{ 이면 } T = \text{sign}(\omega_i - \omega_o) T_i \quad (16)$$

$$T_c < T_i \text{ 이면 } T = \text{sign}(\omega_i - \omega_o) T_c \quad (17)$$

6. 시뮬레이션 알고리즘

정속 주행시 연비 계산은 Fig.5와 같이 원하는 속도와 주어진 주행 조건에서 주행 저항을 계산하고 동일한 구동력에서 엔진의 작동점을 찾아서 연비를 계산하였다. Fig.6은 발진 가속 주행 알고리즘이다.

추월 가속 주행 알고리즘은 정속 주행 알고리즘으로 초기 값을 계산한 후에 발진 가속 주행 알고리즘에 대입하는 형식을 취하였다.

도시 주행 모드(LA-4 mode)는 실차의 도시 주행 연비를 계산하기 위하여 만들어 졌고, Table 1과 같은 4단계의 코스를 주행하여 소모한 연료량을 계산한다. 일반적으로 사시 다이내모(chassis dynamometer)에서 실험을 하는데, 실험 규칙은 기어가 들어가 있는 상태에서 정해진 속도 스케줄을 따라 주행을 하고, 감속시 브레이크를 사용해도 무방하지만 속도 스케줄을 $\pm 3.2\text{km/h}$ 이상 이탈하면 안된다. Fig.7은 도시 주행 모드의 속도 스케줄이다.

시뮬레이션에서는 차량이 속도 스케줄을 따라

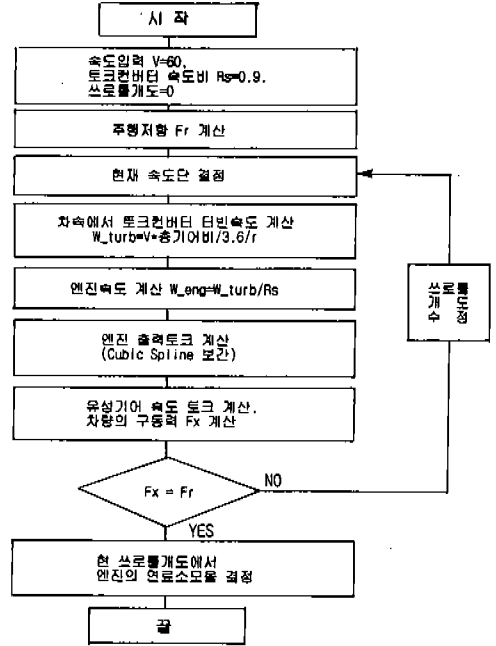


Fig.5 Constant Speed Running Algorithm

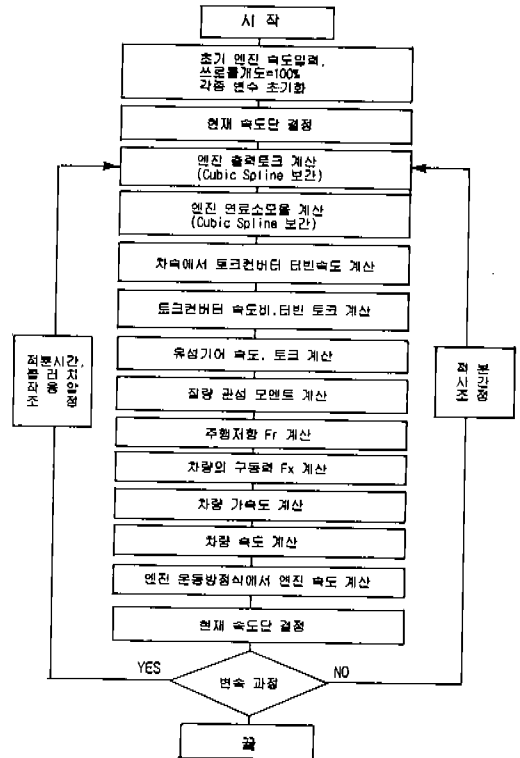


Fig.6 Standing Start Running Algorithm

Table 1 Specifications of the LA-4 Mode

단 계	시 간	주행거리	비 고
저온 시동 초기 단계	505초	5.78km	저온 시동
저온 시동 안정 단계	865초	6.29km	저온 시동
주 차	9~11분	0km	시동을 끈 상태
고온 시동 단계	505초	5.78km	고온 시동
계	44분	17.84km	

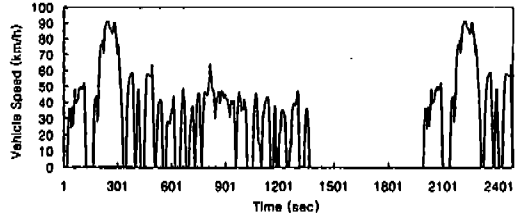


Fig.7 LA-4 Mode

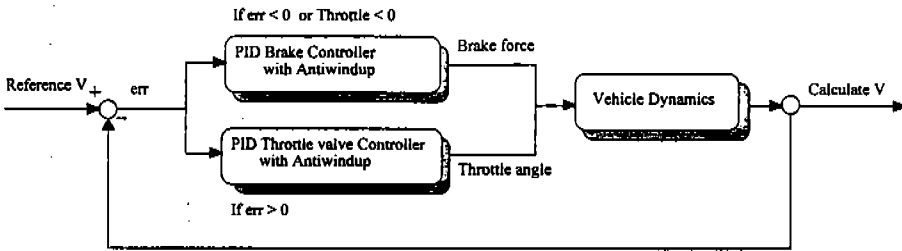


Fig.8 PID Control Algorithm for the LA-4 Mode Simulation

가도록 가속페달과 브레이크에 Antiwindup PID 제어를 각각 설계하여 구현하였다. 이때 에러의 부호와 스로틀 개도의 값을 비교하여 브레이크의 제동력과 스로틀 개도량을 선택하여 가속 주행 알고리즘에 입력하는 방식을 사용하였다. Fig.8은 본 연구에서 사용한 도시 주행 모드 제어 구조도를 나타낸다. 한편 본 프로그램에서는 실험을 통해 작성하던 주행 성능 곡선을 대신 만들어 주는 기능을 추가 하였다.

7. 프로그램의 개요

프로그램은 C++ 언어를 사용하고, 데이터의 보간은 3차 스플라인(cubic spline), 미분방정식의 계산은 Runge Kutta 4th를 사용하였다⁵⁾. 프로그램의 구조는 Fig.9과 같이 자료의 입력을 편리하게 해주는 전 처리기(pre processor) 부분과 시뮬레이션을 수행하는 계산(solver) 부분, 그리고 다양한 결과 그래프를 보여주는 후 처리기(post processor) 부분으로 이루어져 있다.

GUI를 이용한 메뉴 방식을 채택하고 마우스로 모든 작업이 가능한 인터페이스를 구축하였

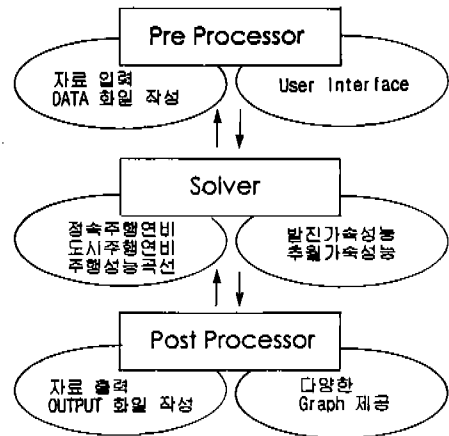


Fig.9 Software Structure

고, 즉시 변경 가능한 설계 변수를 엔진, 토크 컨버터, 유성 기어, 클러치, 변속 선도, 주행 저항, 차량의 제원 등 다양화하여 설계 변수의 변화가 차량 성능에 미치는 영향을 해석할 수 있도록 하였다. 또한 결과를 다양한 그래프로 표시해 주고, 언제든지 참조할 수 있는 도움말 기능과 가능한 모든 오류 처리 루틴을 추가하여 설계자가 프로그램 내부를 모르더라도 충분히 이용할



Fig.10 Initial Screen of the Software

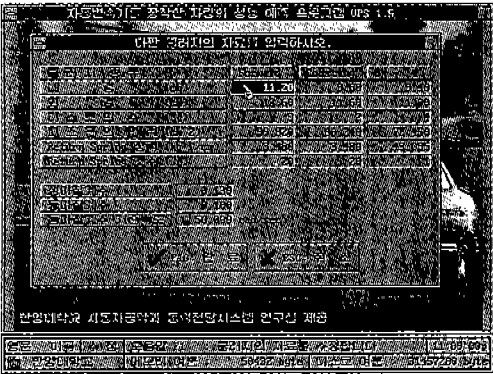


Fig.11 Input Data Screen of the Software

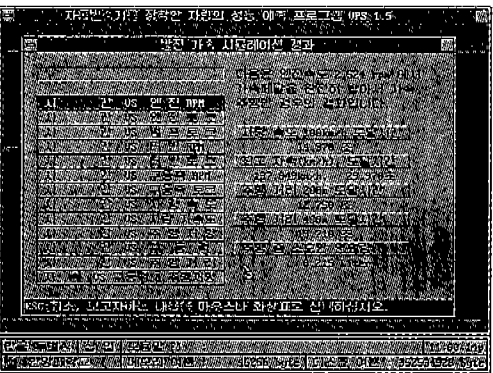


Fig.12 Simulation Results Screen of the Software

Table 2 Vehicle Data

차 량 크 기	
전장×전폭×전고(mm)	4,360×1,695×1,390
축간 거리(Wheel base)(mm)	2,500
차륜 거리(Tred)전/후(mm)	1,440/1,435
차량 중량(kg)	1,298
엔 진	
형식 및 밸브 구동 방식/수	직렬 4기통 DOHC/4
배기량(cc)	1,498
최고 출력(PS/rpm)	10.5/5,500
최대 토크(kgm/rpm)	15.0/4,000
트랜스미션(FF 4단 자동변속기)	
토크 컨버터 스톨 토크 비	2.8 : 1
기어비 1/2/3/4/R	2.80/1.54/1.00/0.70/2.333
최종감속비	3.736
타이어 및 주행 저항	
타이어	175/70TR13
타이어 동회전 반경(m)	0.278
구름 저항 계수	0.012234
공기 저항 계수	0.001705

Table 3 Simulation and Experimental Results for Fuel Consumption under the Constant Speed Running

속 도	시뮬레이션	실 험 치
60km/h	20.83km/l	20.7km/l
90km/h	16.14km/l	16.2km/l

수 있도록 하였다. Fig.10~12는 개발된 프로그램의 주요 화면들이다.

8. 시뮬레이션 결과 및 검증

본 연구에 사용된 차량의 제원은 Table 2와 같으며, 실차 실험은 차량 제작 업체에 의뢰하여 수행되었다.

본 연구를 통하여 개발된 프로그램을 사용해서 얻은 정속 주행 시뮬레이션 결과는 Table 3과 같으며, 실차 실험 결과와 거의 일치하고 있음을

보여 준다.

발진 가속 주행은 바람이 없는 평지에서 스톱 상태에서 브레이크를 풀어주는 동시에 가속페달을 끝까지 밟아서 가속한 경우의 결과이다. Fig. 13를 보면 변속시 기어비의 변동으로 엔진 및 터빈의 속도는 떨어지고, 차속의 기울기는 변화를 한다. 또한 Fig.14에서 변속시 차량 가속도의 과도 현상을 볼 수 있다. 이는 변속중에는 엔진의 출력이 전부 구동륜으로 전달되지 못하기 때문에 잠시 떨어졌다가 증가하게 되는데 이는 토크 컨버터를 장착한 자동변속기 차량의 전형적인

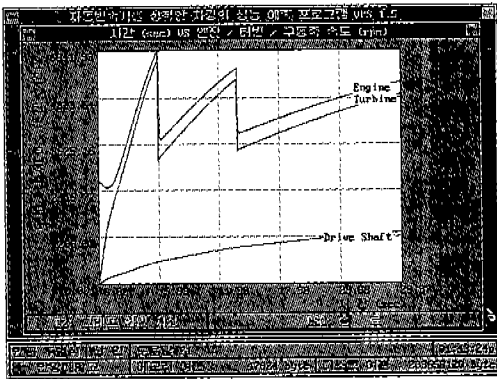


Fig.13 Engine, Turbine and Drive Shaft Speed Curves under the Standing Start Running

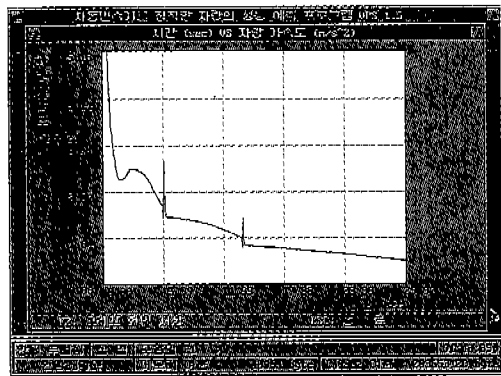


Fig.14 Vehicle Acceleration Curve under the Standing Start Running

과도 현상이며 이를 줄이기 위한 노력이 여러 가지로 시도되고 있다⁴⁾. Table 4는 발진 가속 주행 결과를 나타내며, 역시 실차 실험 결과와 잘 일치하고 있다.

추월 가속 주행은 일정 속도로 주행 중에 가속 페달을 끝까지 밟아서 가속한 경우이다. Fig.15와 16은 초기 속도 20km/h에서 추월 가속한 결과이다. Fig.16를 보면 일단 가속 페달을 끝까지 밟으면 킥 다운이 일어나고 차량의 가속도가 잠시 줄다가 다시 증가하는 것을 알 수 있다. 추월 성능 결과는 Table 5와 같으며 실차 실험 결과와 잘 일치한다.

도시 주행 모드 결과 그래프를 일부만 그려보면 속도 스케줄 허용오차 3.2km/h안에서 잘 추종하고 있음을 알 수 있다.

주행 성능 곡선은 차량의 성능을 나타내는 좋은 지표가 되며, 이를 이용하여 변속점을 조정함으로써 가속 성능을 향상시킬 수 있다. 차량의

Table 4 Simulation and Experimental Results under the Standing Start Running

가속 성능	시뮬레이션	실험치
차속 0→100km/h	14.97초	14.6초
200m 도달시간	12.78초	12.9초
400m 도달시간	19.71초	19.8초
최고 속도	166.8km/h	164km/h

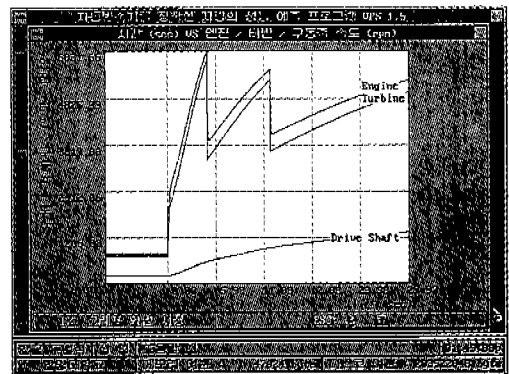


Fig.15 Engine, Turbine and Drive Shaft Speed Curves under the Passing Running

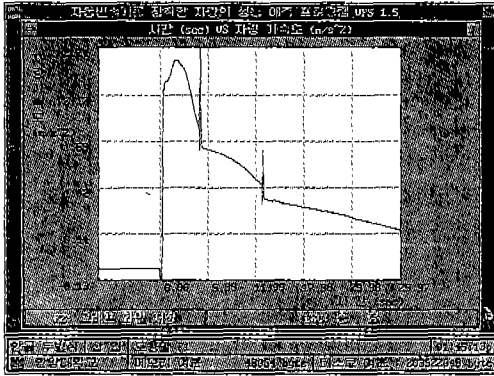


Fig.16 Vehicle Acceleration Curve under the Passing Running

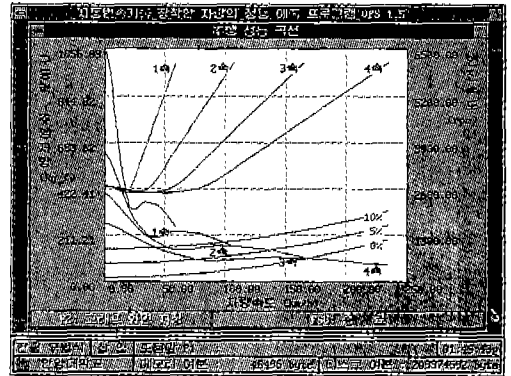


Fig.18 Driving Performance Curves

Table 5 Simulation and Experimental Results under the Passing Running

추월 성능	시뮬레이션	실험치
차속 20→120km/h	21.01초	20.9초

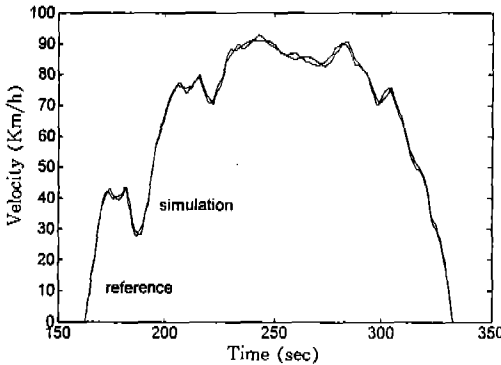


Fig.17 Reference and Simulation Speeds in the LA-4 Mode

Table 6 Simulation and Experimental Results of Fuel Consumption under the LA-4 Mode

LA 4 Mode	시뮬레이션	실험치
연비	13.51km/l	13.5km/l

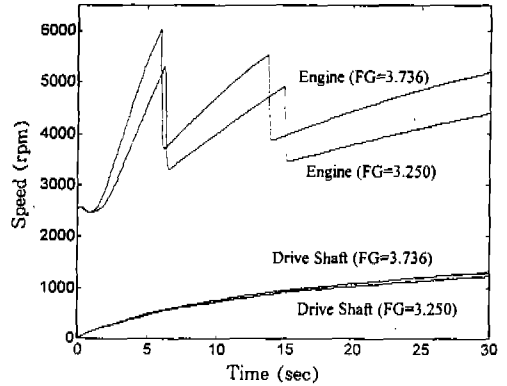


Fig.19 Engine and Drive Shaft Speed Curves when the Final Gear Ratio is Changed

Table 7 Simulation Results under the Change of the Final Gear Ratio

종감속비 (FG)	3.736	3.250
차속 0→100km/h 도달시간	14.97초	16.38초

최고속도는 주행 저항과 구동력이 교차하는 점에서 얻어진다. Fig.18은 본 연구에서 사용된 차량의 주행 성능 곡선을 보여 준다.

한편, 설계 변수의 변경이 차량 전체에 미치는 영향을 미리 예측하기 위하여 간단히 종감속 기어만 변경해서 시뮬레이션을 해보았다. 종감속 기어비를 작게 했을 경우, Fig.19와 같이 엔진의

낮은 속도에서 변속이 이루어져 가속 성능이 나빠지는 것을 알 수 있다.

9. 결론 및 향후 과제

본 연구에서는 파워트레인 설계시 효율적인 도구가 될 수 있는 소프트웨어를 개발하기 위하여 다음과 같은 연구를 수행하였다.

- 1) 라비노방식의 자동변속기 차량의 운동 방정식을 유도하였다.
- 2) 정속 주행, 도시 주행 연비 계산과 발전 가속, 추월 가속시 성능 해석을 수행하고, 이를 실차 실험 결과와 비교하여 검증하였다.
- 3) GUI를 이용한 완벽한 패키지를 구성하여 설계자가 아무 부담 없이 사용할 수 있도록 하였다.

앞으로 환경 규제에 대비한 배기가스 해석, 차량 자료에 대한 data base 구축, 심프슨(Simpson) 유성 기어 방식 등 다른 유성 기어 방식에 대한 모듈의 추가 및 토크 컨버터 동적 모델링에 대한 연구가 요구된다.

참 고 문 헌

1. J. Y. Wong, 1993, "Theory of Ground Vehicles 2nd edition", John Wiley & Sons INC.
2. Thomas D. Gillespie, 1992, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE.
3. 정현술, 1993, "차량용 변속장치의 과도응답 제어에 관한 연구", 서울대 박사논문.
4. 고세종, 1995, "자동변속기의 동특성해석을 통한 변속시 충격감소에 관한 연구", 한양대 석사논문.
5. Whilliam H. Press, 1992, "Numerical Recipes in C", Cambridge University Press.
6. Henry L. Setz, 1961, "Computer Predicts Car Acceleration", SAE Transaction Vol. 69.
7. Andrew W. Phillips, 1990, "Development and Use of a Vehicle Powertrain Simulation for Fuel Economy and Performance Studies", SAE Paper 900619.
8. D. Cho & J. K. Hedrick, 1989, "Automotive Powertrain Modeling for Control", SAE Transaction Vol. 111, 89~12.
9. William C. Waters, 1972, "General Purpose Automotive Vehicle Performance and Economy Simulator", SAE Paper 720043.
10. 김인찬, 서진원, 최천, 이승중, 1995, "동력 전달시스템 기초설계용 소프트웨어 개발에 관한 연구", 한국자동차공학회 95년도 추계 학술대회.