

〈논 문〉 SAE NO. 97370033

엔진 토크의 동적 시뮬레이션에 관한 연구

Dynamic Simulation of Engine Torque for Hardware-in-the-loop Simulation

조 한 승*, 송 해 박**, 이 종 화***, 고 상 근****
H. S. CHo, H. B. Song, J. H. Lee, S. K. Kauh

ABSTRACT

In the present study, a mean torque predictive model has been proposed and experimentally validated. It includes induction air mass model, fuel delivery model and mean production model. Air induction and fuel delivery model considering dynamic behaviors of air induction and fuel delivery were proposed to predict the air-fuel ratio excursions under transient condition. Torque function model reflects thermal efficiency, volumetric efficiency, friction and effect of spark timing. In the spark timing model, knock limit and acceleration retard are included.

Experiments were carried out to validate the simulation model for the step changes of throttle at constant engine speed. The results show reasonable agreements between simulation and experiment at fully warmed condition. Using this model, fueling strategies are varied with fast throttle open and it can predict air-fuel ratio excursion and IMEP.

주요기술용어 : induction air mass model(흡기유동모델), fuel delivery model(연료거동모델), torque production model(토크생성모델), air-fuel ratio(공연비), mean torque(평균토크), cycle simulation(사이클 시뮬레이션)

1. 서 론

최근 자동차 배기가스의 규제의 강화, 환경 오

염에 대한 관심의 고조와 더불어 엔진의 저공해, 고효율화 기술에 대한 요구가 크게 확대되고 있다. 이에 따라 자동차에서는 엔진의 상태를 최적으로 제어하기 위한 전자제어 시스템의 채용 뿐만 아니라 동력전달 및 변속에 관한 특성연구가 보편화되고있다.^{1), 2), 3)} 특히, 동력발생과 직접적으로 관련되는 엔진제어는 자동차에 대한 감성적 상품성, 즉 고품질감의 중요한 척도 및 출력, 효

* 정회원, 아주대대학원 시스템공학과, 교통기술 연구원

** 정회원, 아주대대학원 기계공학과

*** 정회원, 아주대 기계공학과

**** 정회원, 서울대 기계공학과

을, 배출물 특성에 중요한 영향을 미치며 엔진에서 발생하는 동력의 전달 및 변속제어는 엔진 뿐만 아니라 변속기 그리고 이들의 조합으로서 구동력을 제어하는 시스템의 채용이 확대되고 있다.

자동차의 연구개발과정에서 엔진과 변속기의 제어, 구동력제어(traction control), 제동력제어(antibrake system, ABS) 시스템등을 채용하기 위해서는 시스템의 성능에 영향을주는 많은 변수들에 대한 제어알고리즘의 실험적 검토 및 확인 과정을 거쳐야한다. 또한 이러한 시스템을 최적화하기 위해서는 자동차의 각종 운전조건에 대한 각 변수의 영향을 파악하여 이들의 값을 적절히 선정하여야 한다. 그러나 양산 이전단계에서 실제 차량과 동일한 정도의 차량(proto car)를 제작하여 이러한 일련의 과정을 수행하기에는 너무나 많은 시간과 노력이 요구되며 개발과정에서도 설계변경 및 운전조건 변화에 따라 매번 동일한 실험을 반복하여야 하는 문제점이 있다.

차량의 각종 제어시스템에 대한 연구개발시 실험에서의 시행착오 횟수, 개발기간 및 비용을 줄이기 위한 수단에는 전체 시스템의 구성품중에서 일부의 하드웨어를 소프트웨어로 대체하고 연구개발하고자하는 일부의 제어시스템 혹은 하드웨어의 성능을 예측해보는 방법이 있는데 이것을 일명 Hardware-in-the-loop simulation이라고 부른다. 이들은 전체시스템(실차)에의 적용실험 이전에 하드웨어를 소프트웨어로 대체함으로써 전체시스템 구성을 가능케 함으로 목적 혹은 연구개발 단계별로 이를 구성하는 일부의 시스템을 연구개발하는데 큰 도움을 줄 수 있다. 이와 같은 목적의 시스템을 구성하기 위해서는 소프트웨어 부분에 대한 모델링 및 이를 모사하는 프로그램이 필요하다.

본 연구에서는 자동차의 각종 제어시스템 연구를 수행하는데 필요한 소프트웨어, 즉 엔진을 포함한 동력전달계 전체에 대한 동적 모델에 관한 연구 및 모사프로그램 연구개발을 위한 목적의 일부로서 일차적으로 공연비변화 예측 및 평균토크 생성모델에 국한하여 수행하였다. 이를 위해서 트로틀 개도의 변화에 따른 응답모델을 연구하고 이의 결과를 실험과 비교·검토하였다.

본 연구와 관련있는 제어 알고리즘 개발을 위한 엔진 모델링은 지난 20여년간 진행되어왔으며 과거의 모델링은 연료분사의 명령체계에 관한 공연비(air/fuel ratio)제어와 공회전 속도제어를 위해 연구하였다^{4)~11)}. 그러나, 이러한 모델링은 일부의 현상에 대한 제어기법 확보를 위한 내용이 많았고 엔진의 효율이나 배출가스에 관련된 것으로서 엔진의 동력생성과정 및 동력전달, 변속동의 상관관계를 전반적으로 이해하는데는 부족한 면이 있다.

엔진동력에 관한 동적모델링은 Powell¹²⁾에 의해 시도되었으나 실제 시스템과는 차이가 있는 단순 모델의 틀을 벗어나지는 못하였다. 그후 마이크로프로세서에 의한 엔진의 제어시스템의 제어로직 개발을 위한 연구가 계속되었으며 이러한 연구결과는 계속되는 배출가스 규제의 강화 및 품질향상 요구에 기여하고 있다.

앞에서 언급한 바와 같은 목적으로 엔진 뿐만 아니라 동력전달, 변속제어를 하나의 시스템으로 포괄적으로 고려한 연구는 1980년대말부터 몇몇 연구자들에 의해 시도되었다. Powell¹³⁾ 등은 실시간 엔진모델링(real time engine modeling)과 제어에 관해 현실적인 방안을 제시하였다. 엔진 모델을 통하여 사이클변화에 따른 실린더내 특성과 실시간에 따라 엔진의 특성을 예측할 수 있다는 장점에도 불구하고 많은 계산량과 계산시간때문에 연산처리에 한계가 있는 문제점이 있다. 이와같은 연구는 Dobner¹⁴⁾, Tugcu¹⁵⁾ 등에 의해서도 연구되었지만 제어알고리즘이 동적특성을 고려하지 않은 준정상상태(quasi-steady state) 해석기법에 기초를 두고 있다.

Moskwa¹⁶⁾는 제어알고리즘을 위한 강체동적 엔진모델(lumped parameter dynamic engine model)을 연구하였다. 그는 Chang²⁾의 전기점화기관의 열효율 및 성능에 미치는 설계인자에 관한 연구에 사용한 해석알고리즘을 근거로 하여 여러개의 종속모델을 통하여 엔진부분과 동력전달 계통간의 동적특성을 파악하기위한 모델을 제시하였다. 그는 개발한 엔진모델을 이용하여 엔진의 특성에 따라 동력전달장치 및 브레이크 시스템에 미치는 영향에 대한 연구를 시도하였다.

자동차의 동력계통에 관한 이러한 연구의 결과를 바탕으로 AVL 등의 일부 장비업체에서는 운전 시뮬레이션 동력계나 동적 시뮬레이션 동력계 등의 장비를 개발하여 판매, 자동차 회사에서 이용하고 있다. 그러나 차량 및 동력전달 계통의 각종 모델에 대한 자세한 설명이 없이 기본적인 입력변수의 값을 설정하는 방법 정도의 설명에 그치고 있어 충분한 활용이 아쉬운 실정이며, 프로그램의 수정 및 부완이 불가능하여 그 한계점을 내포하고 있다. 엔진을 포함한 동력계통 전체에 대한 시뮬레이션의 경우, GM, BMW 등 일부 자동차기술 선도업체에서 많은 연구를 수행하고 있는 분야이며 연구결과의 일부를 이용하고 있는 것으로 알려져 있다.

2. 사이클 시뮬레이션 모델

엔진의 시뮬레이션 모델을 구성하기 위해서는 이를 몇 개의 종속모델(submodel)로 나누어 각각에 대해 연구하고 종합하여야 한다. 이를 위해서 흡기모델, 연료저동모델 그리고 토크생성모델로 구분하여 해석하였다.

2.1 흡기모델(Inducted Air Mass Model)

흡기시스템의 설계를 위한 세부적인 유동 계산은 실제 기하학적인 형상에 대해 복잡한 수치해석을 해야한다. 사이클 시뮬레이션에서는 공기량을 계산하는 것이 목적이므로 모델에는 기하학적 형상을 세부적으로 고려하지는 않고 적절한 모델

링을 통해서 중요한 인자의 영향을 반영하였다.

Fig.1은 흡기모델에서 반영한 각 인자들과 흡입공기량을 계산하는 과정을 나타낸 블록선도이다. 트로틀 각도의 변화에 따른 유동면적과 흡기 매니폴드의 압력을 계산하여 트로틀부 통과유량과 실린더 유입유량을 계산한다. 흡기시스템을 트로틀부에서 흡기매니폴드까지 그리고 매니폴드에서 흡기밸브를 지나 실린더로의 유입과정으로 나누고 질량보존식을 이용하여 식으로 표현하면 식(1)과 같다.

$$\frac{dM_m}{dt} = \dot{m}_in - \dot{m}_c \tag{1}$$

여기서 M_m 은 매니폴드내 공기량 변화이고, \dot{m}_in 은 트로틀을 통해서 매니폴드로 들어오는 공기량, \dot{m}_c 는 매니폴드에서 실린더로 나가는 공기량이다. 일반적으로 밸브 또는 오리피스를 통과하는 유량에 대해서는 다음과 같이 일차원 압축성 유량관계식을 적용할 수 있다.¹⁾

만일 매니폴드의 압력, P_m 이 다음과 같이 초크압력비보다 크거나 같다면,

$$\frac{P_m}{P_o} \geq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{2}$$

유량은 초크되지 않고 다음과 같다.

$$\dot{m} = C_D A P_o \left(\frac{2}{RT_o}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right)^{\frac{1}{2}} \left\{ \left(\frac{P_m}{P_o}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_m}{P_o}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right\}^{\frac{1}{2}} \tag{3}$$

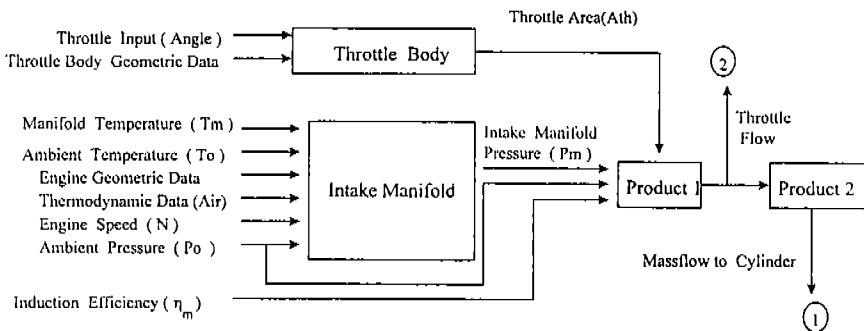


Fig.1 Block diagram of inducted air mass model

반면에 메니폴드의 압력이 초크압력보다 낮으면

$$\frac{P_m}{P_0} < \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (4)$$

유량은 초킹이 일어나서 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$\dot{m} = C_D A P_0 \left(\frac{\gamma}{RT_0}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (5)$$

P_0 , T_0 는 각각 정체압력(stagnation pressure), 정체온도(stagnation temperature)로서 대기압, 대기온도로 볼 수 있다. C_D 는 유량계수(discharge coefficient), R 은 공기의 기체상수, γ 는 공기의 비열비, 그리고 A 는 통과유량의 단면적을 나타낸다.

이때 이상기체상태식을 사용하여 트로틀통과 유량과 실린더유량과의 관계를 1/4사이클의 단위로 나타내면 다음과 같다.

$$M_{th, n} - M_{c, n} = \frac{V_m}{RT_m} (P_{m, n} - P_{m, n-1}) \quad (6)$$

$$M_{th, n-1} - M_{c, n-1} = \frac{V_m}{RT_m} (P_{m, n-1} - P_{m, n-2}) \quad (7)$$

여기서 $P_{m, n}$ 은 시간스텝 n 에서의 메니폴드압력이며, 하첨자 $n-1$, $n-2$ 는 각각 시간이 1/4 사이클 지난 시간스텝 $n-1$, $n-2$ 을 나타낸다. $M_{th, n}$ 은 시간스텝 $n-1$ 에서 n 까지 동안 토르틀을 통해 들어온 순간공기량(kg/s)을 적분한 값(kg/stroke)이고 $M_{c, n}$ 은 해당시간에서의 실린더 흡기행정동안 실린더로 흡입된 공기량(kg/stroke)이다.

트로틀을 통과하는 흡기의 유동은 연속적인 흐름이라는 특징인 것에 비해 실린더 유입량은 단속적인 특성을 가지므로 식(6)과 식(7)은 둘사이의 연결을 위해서 시간단위를 1/4사이클단위로 만든 것이다. 여기서 (6)과 (7)을 조합하면 식(8)과 같이 표현가능하다.

$$M_{th, n} = M_{c, n} + M_{c, n-1} - M_{th, n-1} + \frac{V_m}{RT_m} (P_{m, n} - P_{m, n-2}) \quad (8)$$

식(8)에서 정상상태의 경우, 메니폴드의 압력은 일정하고 시간스텝 $n-1$ 에서 트로틀 통과유량과 실린더 흡입유량은 같으므로 시간스텝 n 에서도 트로틀 통과유량과 실린더 흡입유량은 같게 된다.

이때 실린더로 유입하는 공기량 M_c 와 트로틀 각도의 변화에 따라 변하는 P_m 에 대한 예측식은 다음과 같다.¹⁷⁾

$$M_c = \frac{P_{cm}}{RT_m} \frac{\gamma_c}{\gamma_c - 1} + \left(1 - \frac{P_0}{\gamma_c P_m}\right) \quad (9)$$

식(9)에서 P_{cm} 은 실린더내 압력, γ_c 는 압축비를 나타낸다. 식(9)를 메니폴드 압력에 관한 식으로 나타내고 식(6)에 대입하면 시간스텝 n 일 때의 실린더 흡기량은 다음과 같이 구해진다.

$$M_{c, n} = \frac{V_m M_{c, n-1} + V_d PR M_{th, n}}{V_m + V_d PR} \quad (10)$$

여기서

$$PR = \frac{P_{cm}}{P_m} \frac{\gamma_c}{(\gamma_c - 1)}$$

식(10)을 보면, 트로틀을 통과하는 공기량이 실린더로의 실제 흡기량에 미치는 영향은 메니폴드 챔버의 부피와 행정체적의 비로서 구성되어 있음을 알 수 있다. 한편 트로틀을 통과하는 공기량뿐만 아니라 바로 전 시간스텝에서 실린더로 흡입된 유량이 영향을 미침을 알 수 있는데 결국 메니폴드 압력의 영향을 의미한다.

2.2 연료거동모델(Fuel Delivery Model)

MPI 엔진에서 연료량을 결정하는 가장 중요한 요소는 공기량이다.^{18), 19)} 일반적으로 공기량은 공기량센서로부터 측정되는데, 흡기의 맥동,

유량계의 보정, 엔진노후등 여러 원인에 의해 오차가 발생할 수 있다. 그러므로 이러한 공연비 오프셋(offset) 오차는 산소센서를 이용한 피드백 콘트롤에 의해 보정된다.

2.2.1 과도상태 (Transient State)

Fig.2는 과도상태에서 연료저동모델의 블록선도를 나타낸 것이다. 트로틀부를 통과하는 공기 유량을 기준으로 연료가 분사되며 연료의 순차분사방식 엔진을 기준으로 분사된 연료량중 지연없이 바로 실린더로 유입되는 경우, 분사시간이 흡기밸브가 닫히는 시점(IVC)을 넘어서 1 사이클 후에 실린더로 들어가는 연료량 그리고 연료량의 일부가 벽면에 붙어 실린더로 흘러들어가는 경우로 구분할 수 있다. 각 경우에 대한 표현은 다음과 같다.^{3), 16), 17), 20)}

① 분사시간이 IVC를 넘어서 1 사이클 후에 실린더로 들어가는 연료량, $\dot{m}_{f\beta}$

$$\dot{m}_{f\beta} = [\dot{m}_{fc} |_{(t-A_1)} \cdot \epsilon \cdot (1-\gamma)] |_{(t-A_2)} \quad (11)$$

식에서 \dot{m}_{fc} 는 요구 연료량(mass fuel flow commanded)이다.

② 분사된 연료량중 지연없이 바로 실린더로 유입되는 경우, $\dot{m}_{f\alpha}$

$$\dot{m}_{f\alpha} = [\dot{m}_{fc} |_{(t-A_1)} \cdot \epsilon \cdot \gamma \quad (12)$$

③ 연료량의 일부가 벽면에 붙어 실린더로 흘러들어가는 경우, \dot{m}_{fst}

$$\frac{d}{dt}(\dot{m}_{fst}) = \frac{\dot{m}_{fc} |_{(t-A_{H1})} \cdot (1-\epsilon) - \dot{m}_{fst}}{\tau} \quad (13)$$

여기서

$$\gamma = 1 \quad \text{if } \theta_{PW} \leq \theta_{NVC} - \theta_{inj}$$

$$\gamma = \frac{\theta_{NVC} - \theta_{inj}}{\theta_{PW}} \quad \text{if } \theta_{PW} > \theta_{NVC} - \theta_{inj}$$

연료저동모델에서 관련된 인자는 ϵ 과 τ 이다. ϵ 은 분사된 연료량에서 포트 벽면에 흡착되지 않는 분율을 의미하는 것으로 트로틀각 변화에 따라 변하는 흡입공기의 영향을 받는다.(식 (14) 참조)

$$1 - \epsilon = A + B \times \theta_{in} / \theta_{WOT} \quad (14)$$

θ_{in} , θ_{WOT} 는 트로틀 각도와 WOT에서의 각도를 의미하며 A, B는 경험적인 상수로서 본 연구에서는 0.1, 0.9를 사용하였다. τ 는 벽면에 흡착된 연료중에서 실린더로 유입될때의 지연시간을 의미하며 기존 연구에서 엔진의 회전속도와 냉각수 온도에 따른 변화에 대한 실험결과를 인용하

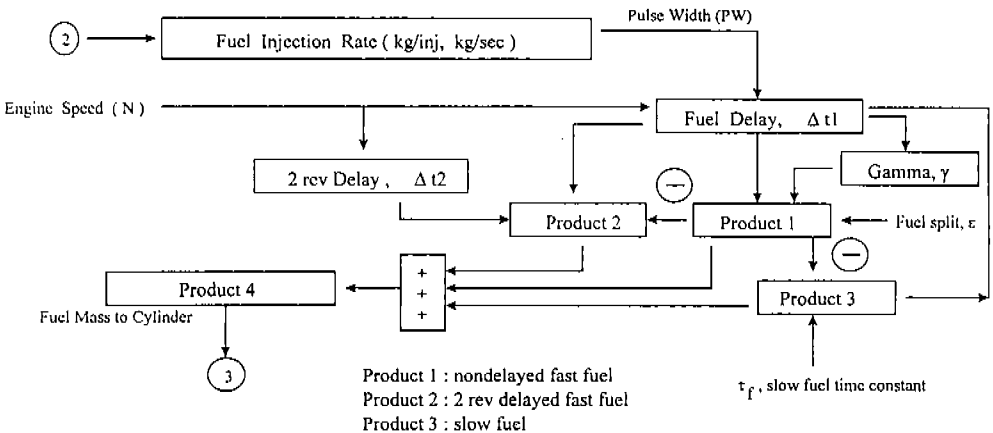


Fig.2 Block diagram of fuel delivery model

였다. 참고한 값을 기준으로 본 연구의 목적에 부합되게 조정하였으며 트로틀 각도의 개폐시간의 정도에 따라 0.05~0.5 범위에서 입력자료로서 활용하였다.^{12), 16)~19)}

연료가 분사될 때 인젝터에서 처음 분사후 다음 분사때까지 1사이클 기간동안 연료가 들어가는 데 필요한 시간지연이 생긴다. 이때 발생하는 평균지연시간인 Δt_1 은 $\frac{\pi}{\omega}$ (sec)가 된다. 그리고 연료가 분사후 흡기밸브가 닫힐때까지의 연료거동시간이 발생하는데, 이때 발생하는 시간인 Δt_2 은 $\frac{\theta_{nc} - \theta_{in}}{\omega}$ (sec)가 된다. 여기서 ω 는 회전속도(rad/sec), θ_{nc} 는 흡기밸브가 닫힐때의 크랭크 각, θ_{in} 는 연료분사될때의 크랭크 각 그리고 θ_{PIV} 는 인젝터 구동기간을 의미한다.

이때, 실린더로 유입하는 연료량, \dot{m}_n 는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\dot{m}_{fo,n} = \dot{m}_{f\beta} + \dot{m}_{f\beta} + \dot{m}_{fst} \quad (15)$$

여기서 인젝터에서 연료가 분사되었을때, 직접 실린더로 유입되는 연료의 분율을 c_i , 벽면에 흡착되는량의 분율을 $1 - c_i$ 만큼이라고 본다면 매 흡기시마다 유입되는 연료량은 최종적으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_{fo,n} = c_i \dot{m}_{fo,n} + (1 - c_i) \dot{m}_{fo,n-1} \quad (16)$$

여기서, c_i 는 실린더로 바로 들어가는 연료질량 분율을 나타내며 식(17)과 같이 표현할 수 있다.

$$c_i = \frac{\dot{m}_{f\beta}}{\dot{m}_{fo}} \quad (17)$$

식(16)은 n상태에서 분사된 연료량중 지연없이 바로 들어가는 부분과 전단계인 n-1상태에서 분사되었지만 포트 벽면에 흡착후 지연되어 들어가는 효과를 함께 반영하고 있다.

2.2.2 정상상태(Steady State)

Fig.3은 Jump-Ramp 피드백에 의한 연료량 제어와 공연비변화를 보여주는 예이다. 정상상태에서는 설정된 공연비를 기준으로 약 2(Hz)의 주기로 산소센서에 의해 피드백된 신호에 의해 연료량은 거의 일정하게 같은 형태만 되풀이되는 한계사이클 영역에 도달한다. Jump-Ramp로직에 의한 연료분사를 식으로 표시하면 식(18)과 같다.

$$P_{inj} = P_{jump} + \sum_{k=0}^i P_c \quad (18)$$

P_{jump} 와 P_c 는 산소센서의 피드백 신호에 의해서 jump되는 연료량과 연료의 증분량 또는 감소량을 의미하며 P_{inj} 는 총연료분사량을 나타낸다. 한계사이클(limit cycle)에 가장 큰 영향을 미치

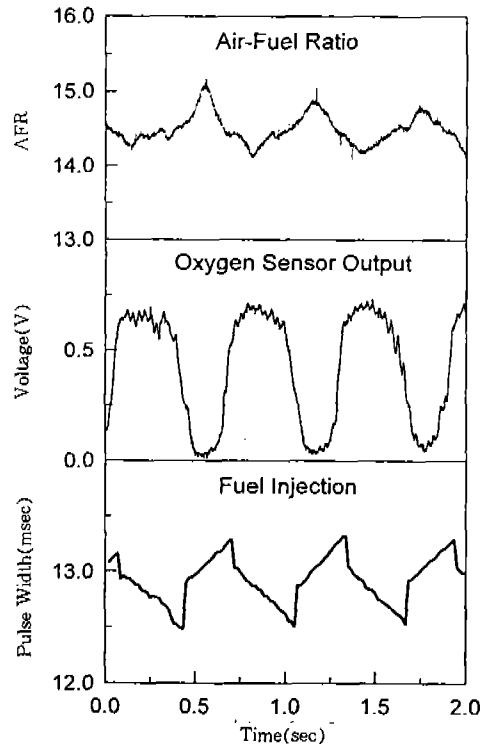


Fig.3 Typical fuel control pattern at the steady state

는 요소는 바로 연료분사량의 변화에 의해 나타나는 공연비 변화의 시간지연(time delay)과 시간상수(time constant)이다.²¹⁾ 이 중에서 시간상수는 산소센서의 응답특성과도 관련이 있겠지만, 결정적으로는 연료전달 메카니즘에 달려있다. 즉 흡기포트에서 연료분사량을 갑자기 증가시키더라도 그 즉시 배기포트에서 그 효과가 나타나지 않는다는 것이다. 산소센서의 출력전압은 열은 공연비에서 대략 0이고, 진한 공연비에서 대략 1V이다. 중간전압인 대략 0.5V를 기준으로 하여 열음과 진함만을 구별하는 Jump-Ramp로직에서는 순수전달지연시간 뿐만 아니라 이러한 시간상수도 시스템의 시간지연 효과에 큰 비중을 차지하게 된다.

2.3 토크생성모델

(Torque Production Model)

평균토크의 생성은 크게 마찰/펌핑 손실과 유효토크로 구분할 수 있다. 토크는 체적효율과 열효율의 함수로 나타내며 식(19)와 같다. 제동토크(Brake Torque), T_b 는 도시토크(Indicated Torque), T_i 와 마찰, 펌핑손실 토크인 T_{fp} 의 차로 표시한다.(식(20))

$$T_i = \frac{\eta \eta_v V_d Q_{in} \rho_{a,i} (F/A)}{4\pi} \quad (19)$$

$$T_b = T_i - T_{fp} \quad (20)$$

식(18)에서 η 는 열효율, η_v 는 체적효율, Q_{in} 는 저위발열량, V_d 는 실린더체적, $\rho_{a,i}$ 는 흡입 공기의 밀도, F/A 는 연료-공기의 질량비를 뜻한다. 토크생성모델은 열효율모델, 체적효율모델, 마찰손실모델 그리고 점화시기 지연효과에 의한 손실모델로 구성하였다.

2.3.1 열효율(Sub-Model for Thermal Efficiency)

열효율모델은 압축비(η_c), 실린더직경-행정비($\eta_{B/L}$), 실린더체적(η_{V_d})의 기하학적 형상에 의한 인자들과 흡기매니폴드 압력(η_{map}), 회전속도

(η_N), 공연비(η_ψ), 노크방지를 위한 점화시기 지연효과($\Delta\eta_i$)와 같은 엔진의 운전조건에 의한 인자들을 주요인자로 선정하고 미치는 영향은 고려하였다. 각 인자의 영향에 관한 고찰은 나머지 인자들의 영향을 일정하다고 가정한 후, 변화에 따른 열효율 $\eta_{i, tot}$ 을 예측하였다.

$$\eta_{i, tot} = \eta_i - \Delta\eta_i \quad (21)$$

여기서

$$\eta_i = -157.5 + 0.962\eta_c + 0.8567\eta_{map} + 0.647\eta_N + 0.647\eta_{B/L} + 1.037\eta_{V_d} + 1.0167\eta_\psi$$

열효율모델에서 언급한 각 인자들과 열효율간의 관계식에서 사용한 계수들은 다른 단기통 엔진 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 시험엔진에 대한 인자들의 경향을 예측하여 반영하는 모델을 이용하였다.^{2), 3), 22)}

2.3.2 체적효율모델(Sub-Model for Volumetric Efficiency)

엔진의 흡입효율을 나타내는 체적효율, η_v 는 식(22)과 같이 실린더체적에 흡입할 수 있는 공기량과 실제 흡입되는 공기량의 비율로 나타낸다.

$$\eta_v = \frac{m_{actual}}{(\rho V_d)} \quad (22)$$

m_{actual} 은 흡기량, ρ 는 밀도, V_d 는 실린더 체적을 의미한다. 가솔린 엔진에서 출력 상승은 체적효율의 향상과 관계가 있음은 널리 알려진 사실이다. 엔진에서 체적효율은 성능에 비례하는 인자이며 이는 흡배기 유동저항, 밸브에서의 유동저항, 실린더 내에서의 열전달, 연료의 증기압 등과 같은 정적효과(static effect) 뿐만 아니라 흡기관성효과, 흡기관내의 튜닝효과 및 역유동 등과 같은 동적효과(dynamic effect)에 의해 영향을 받는다.

본 연구에서는 체적효율에 미치는 인자들을 흡기시스템의 유동저항, 흡배기밸브 타이밍, 흡기포트내의 초킹 그리고 열전달에 의한 체적팽창으

로 구분하고 각 인자들의 영향을 반영하는 모델을 이용, 해석하였다.^{1)~3), 22)~33)}

2.3.3 마찰손실모델(Sub-Model for Friction & Pumping Loss)

엔진의 마찰손실모델은 마찰이 발생하는 원인을 몇가지 부분으로 나누어서 해석한 후, 각 부분의 손실을 합하였다. 엔진의 마찰부는 크랭크축, 밸브트레인(valve train), 피스톤부, 부가적인 손실, 펌핑손실등으로 구분할 수 있으며 각부의 마찰특성은 윤활과 유체역학적 관점에서 해석하였다.

부가적인 마찰은 냉각수 펌프, 오일 펌프, 발전기등의 부속장치를 구동하는데 나오는 마찰손실을 의미한다. 부가적인 마찰은 엔진의 크기에 비례하여 증가하므로 실린더 직경과 행정의 비와는 무관하며 일반적으로 엔진 회전속도의 이차함수로 표현한다. 펌핑손실은 혼합기를 흡입하고 연소가스를 외부로 배출하는데 필요한 일을 의미한다. 이상적인 경우에는 흡입압력과 배기압력의 합으로 정의되나 실제 상황에서는 흡배기과정의 유동에 의해 손실이 발생한다. 펌핑손실은 배기시스템, 흡기시스템 그리고 압축시 발생하는 피스톤링사이 경계마찰의 손실항으로 구분하였으며 각 영향을 반영하는 모델을 이용하였다.^{1)~3), 22), 34)~44)}

2.3.4 점화시기 지연의 효과(Sub-Model for Spark Retard Methodology)

Fig.4는 정상상태에서 점화시기 진각과 IMEP의 관계를 나타낸 것이다. 엔진의 회전속도를

1800RPM으로 고정하고 트로틀 각을 변화시키면서 점화시기를 6°CA(BTDC)에서 2° CA 간격으로 진각하면서 실험하였다. 여기서 $\Delta S/T$ 는 MBT 조건에서의 점화시기와 실제 점화시기와의 차를 의미한다. 일반적으로 최대의 최대출력을 발생시켜주는 점화시기가 존재하며 최고출력을 얻기 위해서는 최적 점화시기를 모든 운전상태에 있어서 실험적으로 설정해야할 필요가 있다. 그러나, 실제 엔진의 운전범위에는 이상적인 상태와는 다르게 원활한 엔진의 운전상태를 유지하기 위해서 몇가지 제한조건이 있는데 본 연구에서는 열효율모델에서 언급한 노크방지를 위한 점화시기 지연효과와 본절에서 언급할 트로틀 급개폐시 엔진상태의 무리를 피하기 위한 점화시기 지연효과에 대한 영향을 고려하였다.

점화시기 지연은 연소기간과 연소속도에 영향을 주어 출력이 저하하게 된다. 즉, MBT에서의 점화시기에서 멀어질수록 연소기간은 길어지게 되며 IMEP는 저하하게 된다. Fig.5는 정상상태에서 엔진의 회전속도와 트로틀 각을 여러 경우로 변화시키면서 점화시기, 연소기간 그리고 IMEP의 상관관계를 나타낸 것이다. 엔진의 회전속도를 1500, 1800, 2400, 3000 PRM로 변화시키고 각 속도대별에서 트로틀 각을 10, 15, 20, 25도로 변경시키면서 실험을 수행하였다. 이때 점화시기는 6° CA(BTDC)에서 2° CA 간격으로 진각시키면서 IMEP, 연소기간을 측정하였다. Fig.5의 상관관계를 식으로 나타내면 식(23)과 같다.

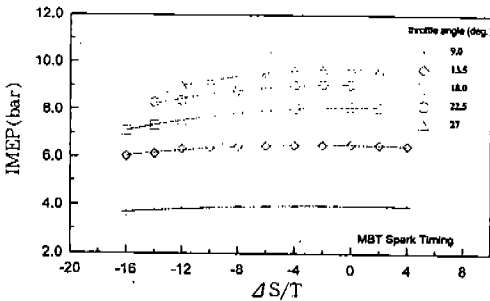


Fig.4 Effect of spark advance on IMEP at constant speed(1800rpm)

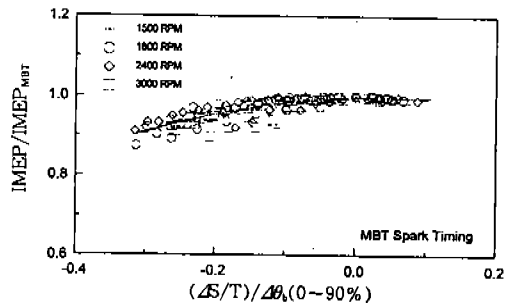


Fig.5 Effect of spark advance on combustion and IMEP at the various operating conditions

$$\frac{IMEP}{IMEP_{MBT}} = 0.7972 + 0.8582 \times \frac{\Delta S/T}{\Delta \theta_b(0-90\%)} \\ = 0.9144 \times \left[\frac{\Delta S/T}{\Delta \theta_b(0-90\%)} \right]^2 \quad (23)$$

식(18)에서 계산된 토크를 이용하여 IMEP를 계산하여 점화시기 지연에 의한 출력손실을 고려하면 식(24)과 같이 나타낼 수 있다. 식에서 $\Delta \theta_b(0-90\%)$ 는 연소율 90%까지의 연소기간을 나타낸다.

$$IMEP = IMEP_{MBT} \times f\left(\frac{\Delta S/T}{\Delta \theta_b(0-90\%)}\right) \quad (24)$$

여기서

$$IMEP_{MBT} = \frac{12.56 \times T}{V_d}$$

3. 실험장치 및 실험방법

Fig.6은 엔진실험장치의 전체 개략도이다. 본 연구의 실험장치에서 엔진은 4기통 MPI엔진을

사용하였으며 압력센서, 온도측정장치, A/D 변환기, 전하증폭기, 연소해석기등의 기본장치외에 트로틀 각도를 제어하기위하여 트로틀 어셈블리의 스프링을 제거하고 스테핑모터를 트로틀축과 직결하였다. 실험에서 스테핑모터 컨트롤러의 컨트롤 시작신호는 A/D 변환기의 트리거 신호로 입력된다.

실험은 실차 엔진의 운전조건에 가깝도록 하기 위하여 냉각수의 온도를 85°C 부근에서 제어하였으며 엔진회전수는 동력계 제어기의 정속운전 모드(1800rpm) 상태에서 행하였다. 그리고 과도상태의 특성을 관찰하고자 트로틀 밸브를 정상 상태에서 각도가 약 17도에서 35도로 열리게한 경우 또는 닫히게한 경우로 구분하여 시행하였다. 이때 열리거나 닫히는데 걸리는 시간은 각각 0.2(sec), 1.0(sec)로 하여 모두 4가지 경우에 대해서 시험을 행하였다. 각 경우에 대해서 연료 분사 기간(Pulse Width), 트로틀각의 위치변화, 메니폴드에서의 흡기압력 그리고 공연비등을 측정하였으며 이때 측정된 비정상상태에서의 연료 분사기간은 시뮬레이션의 입력자료로서 활용하였다. 압력센서에 의해 측정된 압력신호는 연소 해석기에 보내져 연소상태를 해석하였다.

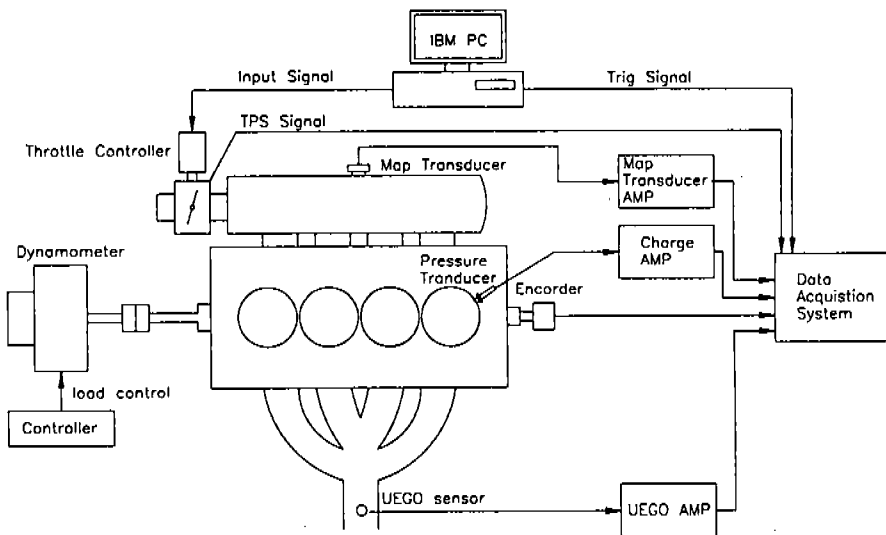


Fig.6 Schematic diagram of experimental apparatus

4. 사이클 시뮬레이션 결과 및 검토

Fig.7은 식(8)과 식(10)의 타당성을 검증하기 위해 트로틀 급개폐시의 경우에 대해 적용해 본 것이다. 시험자료는 1600rpm 정속모드에서 트로틀각을 10도에서 70도까지 0.18(sec), 0.7(sec)로 급개폐시킨 경우의 결과이다. 트로틀의 급개폐에 따른 메니폴드 압력의 급격한 변화에 의해 트로틀 통과유량에 갑자기 변화가 오더라도 메니폴드 부피의 댐핑 효과에 의해 흡수되므로 실제 실린더로 유입되는 유량에는 오우버슈트(overshoot)가 생기지 않는다.

기존의 시험자료와 본 연구의 흡기모델의 결과를 비교하여 얻은 타당성을 근거로 일반적인 운전조건에서 다음의 시험과 계산결과를 비교 검토하였다. 시험조건은 1800rpm 정속모드, BMEP 2(bar) 부근에서 트로틀을 17도에서 35도사이로 급개폐하면서 시행하였다. 이때 걸린시간은 0.2(sec), 1.0(sec)로 하였다.

Fig.8은 엔진의 트로틀 밸브 변화를 나타내는 자료이며 Fig.9는 본 연구의 시험조건에서 트로틀 변화에 따른 트로틀 통과유량과 실린더유입

유량을 식(8)과 식(10)에 근거하여 계산한 결과이다. Fig.7 결과의 실험조건보다 상대적으로 엔진의 회전속도가 높고 급개폐시의 트로틀 초기 각도와 나중 각도의 차가 적어 트로틀 통과유량의 급격한 오우버슈트는 보이지는 않는다. 트로틀의 급개폐에 따른 메니폴드내 압력의 급격한 변화에 트로틀 통과 유량의 변화에 비해서 실린더내로 유입되는 공기유량은 변화가 완만함을 알 수 있다. 식(9)의 타당성을 검증하기 위해 메니폴드에서의 흡기압을 계산하여 실험치와 비교한 결과를 Fig.10에 나타내었다. 트로틀 각 35도의 흡기압은 거의 대기압에 근접하고 있음을 알 수 있으며 계산결과의 경향이 시험치의 특성을 반영하고 있다.

일반적으로 급가속시에는 트로틀 각이 변할때에는 비동기분사로 인해 연료를 과다하게 분사하고 트로틀 각이 일정하게 되는 정상상태에 이르면 다시 Fig.3의 Jump-Ramp 피드백에 의한 연료량 제어를 한다.(Fig.11 참조) 그리고 급감속에 의해 트로틀 각을 닫을때에는 연료분사량을 급격하게 줄인다. 연료거동모델에서는 연료분사량의 경우, 비정상상태에서는 ECU에서 구동하

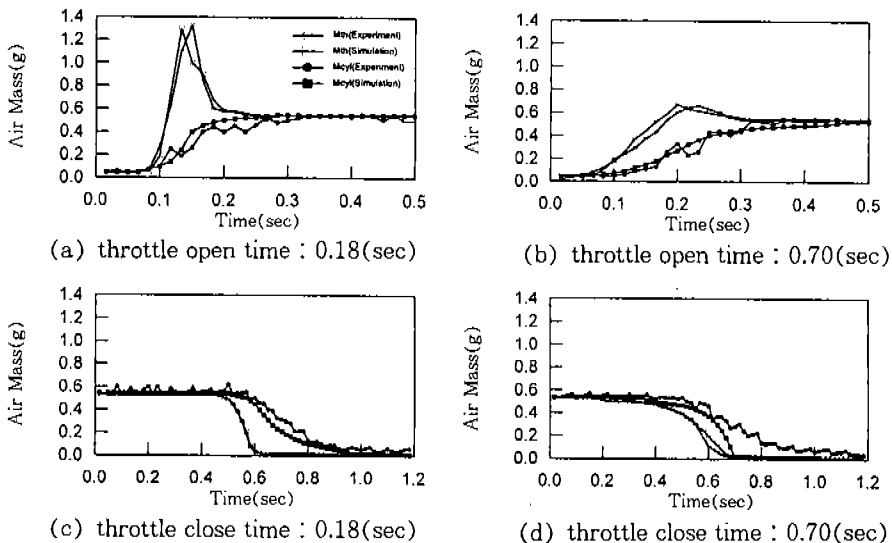


Fig.7 Comparison of the inducted air mass between simulation and experiment in case of fast throttle response

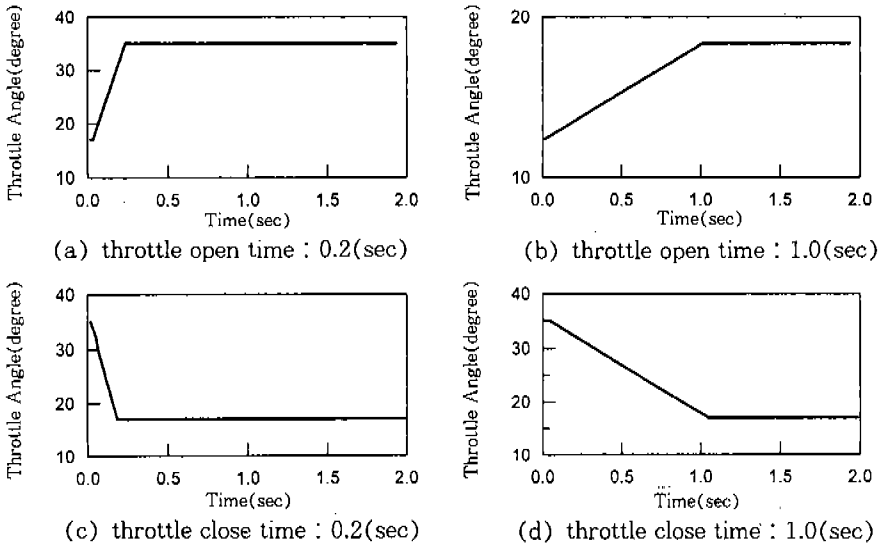


Fig.8 Step response of throttle

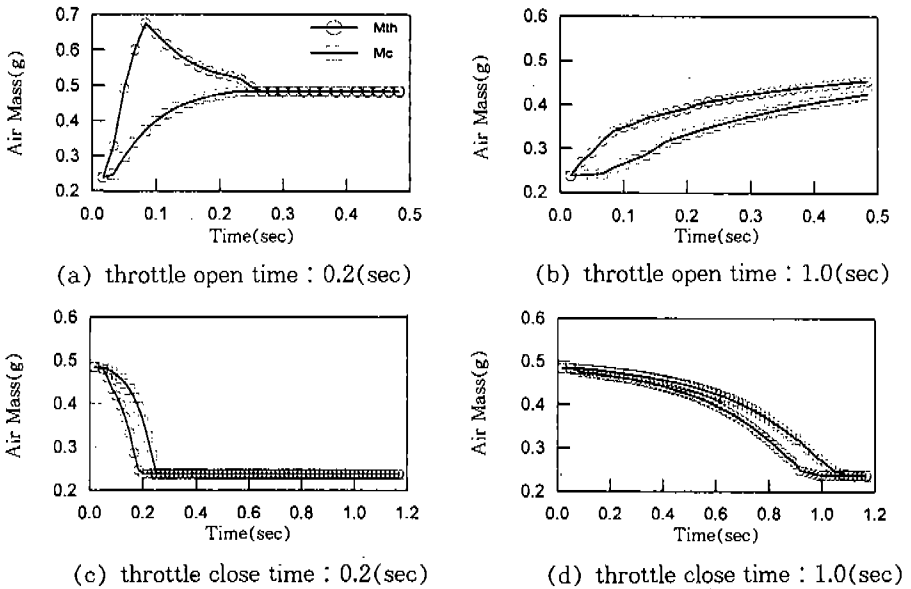


Fig.9 Predicted induction air mass with fast throttle response

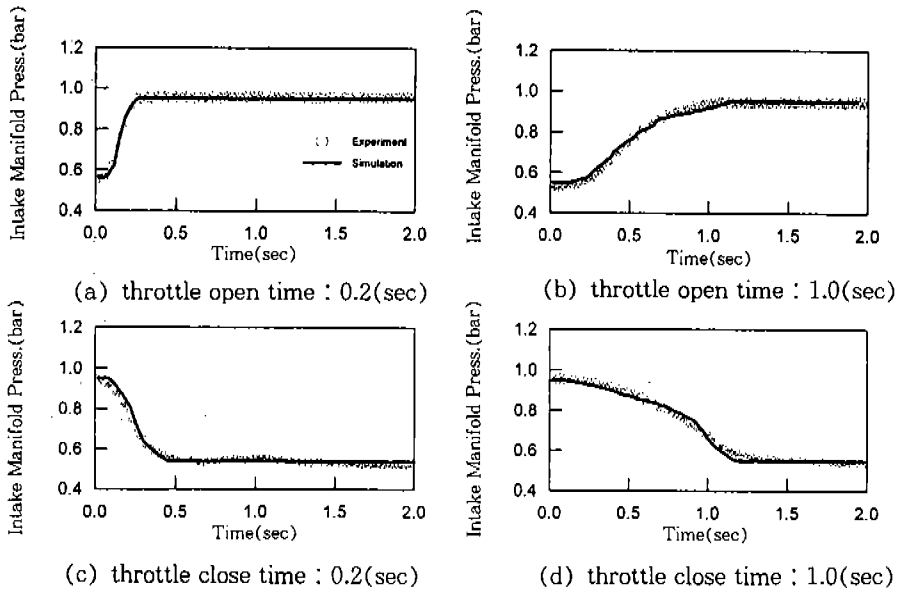


Fig.10 Intake manifold pressure excursion with fast throttle response

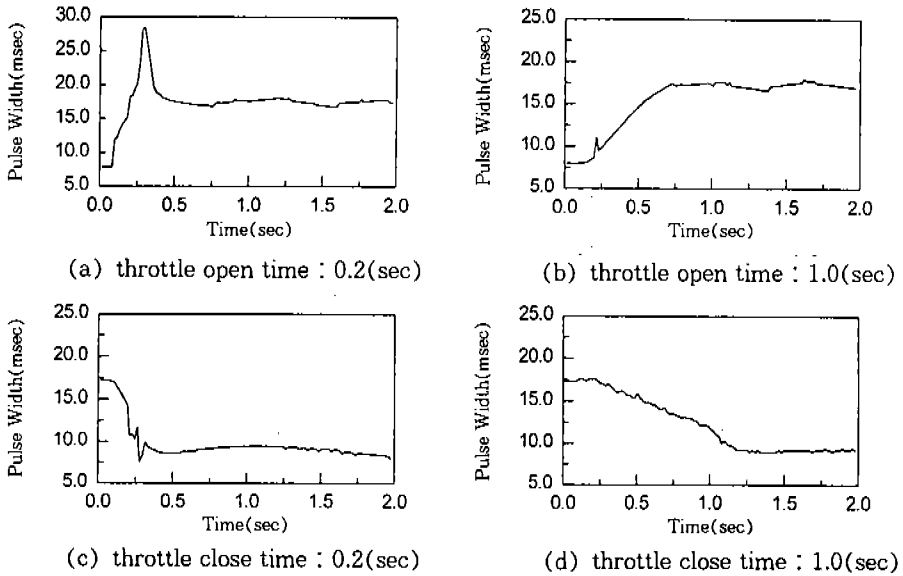


Fig.11 Fueling strategies of conventional engine control system with fast throttle response

는 기간을 입력자료로 활용하였고 정상상태에 이르면 Jump-Ramp 피드백에 의한 연료량 제어 로직을 구성하여 반영하였다. Fig.12는 흡기모델에서 계산한 실린더 유입공기량과 연료저동모델에서 고려한 유입연료량을 이용하여 공연비를 계산한 것이다. 트로틀을 급격하게 열었을 경우에는, 초기의 과도한 공기유입으로 인해 많은 연료량의 분사에도 불구하고 연료의 유입이 늦어져 희박피크가 발생한다. 그리고 초기의 희박피크를 없애기 위해 분사된 많은 여분의 연료는 회수가 불가능하므로 결국 몇 사이클뒤에는 연료과잉으로 나타나게 된다. 트로틀을 급격하게 닫을때에도 분사량을 감소시킨 후에도 오랫동안 공연비의 진함이 지속되고 있음을 볼 수 있다. 시뮬레이션 결과의 전반적인 경향이 실험치와 유사함을 나타내고 있으며 정상상태에서는 연료량 제어로직에 따라 공연비가 제어됨을 알 수 있다. Fig.13은 IMEP의 거동을 나타낸 것으로 식(24)의 결과를 실험치와 비교한 것이다. 트로틀 급개폐시의 점화시기 지연 효과를 반영함으로써 시뮬레이션에서 계산되어지는 MBT조건에서의 결과에 비해 계산결과가 실험결과의 경향을 잘 따르고 있음을 알 수 있다.

본 연구에서 사용한 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 트로틀밸브를 급히 열었을때 연료의 분사량을 서로 다르게했을 경우, 공연비거동과 IMEP 변화에 대해 해석하였다. Fig.14는 연료분사에 대한 입력자료를 나타낸 것이다. 트로틀밸브의 변화는 Fig.8의 경우(a)이며 연료거동에 관련한 인자들은 모두 같다고 가정하였다. 연료분사량은 트로틀을 급히 열었을 때 연료의 보정량 없이 단순히 실린더 흡입공기량을 기준으로 분사한 경우를 case 1으로 하고 엔진 ECU에서 보정량을 고려하여 분사한 실제 분사량을 case 3라고 했을 때 case 2는 case 1과 case 3의 분사량의 평균치로 하였고 case 4는 case 3의 분사량에 30%을 더 증가해서 분사한 경우이다.(Fig.14 참조)

Fig.15와 Fig.16은 이에대한 공연비와 IMEP의 거동을 나타낸 것이다. 연료분사량을 실린더 유입 공기량으로 했을 경우 (case 1)에는 초기의 과도한 공기유입과 실린더로의 연료유입량이 적어 case 3보다 희박피크의 수치가 큼을 알 수 있다. 그리고 트로틀을 연 후, 즉 정상상태에서는 연료과잉과 같은 현상은 거의 나타나지 않는다. IMEP는 연료유입량이 적어 출력이 저하되다가 정상상태에 이룬 후 부터는 일정한 출력을

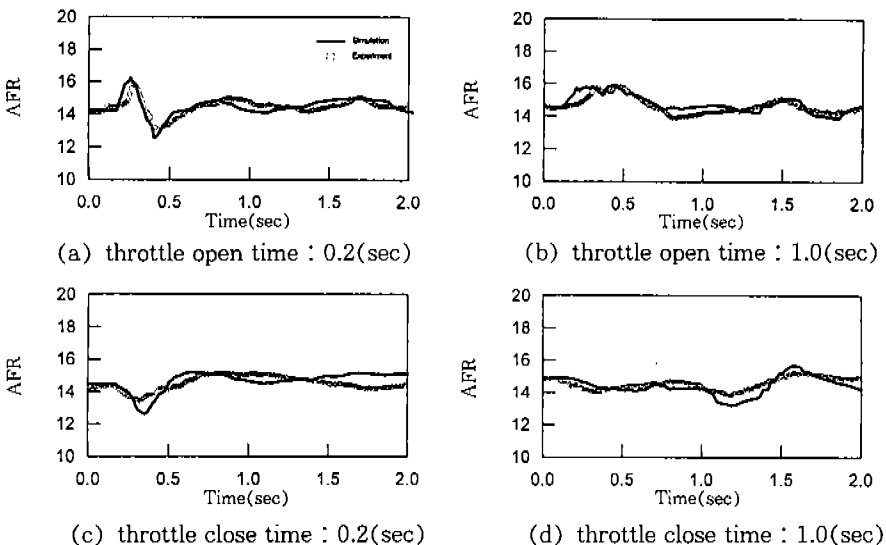


Fig.12 Air-fuel ratio excursion with fast throttle response

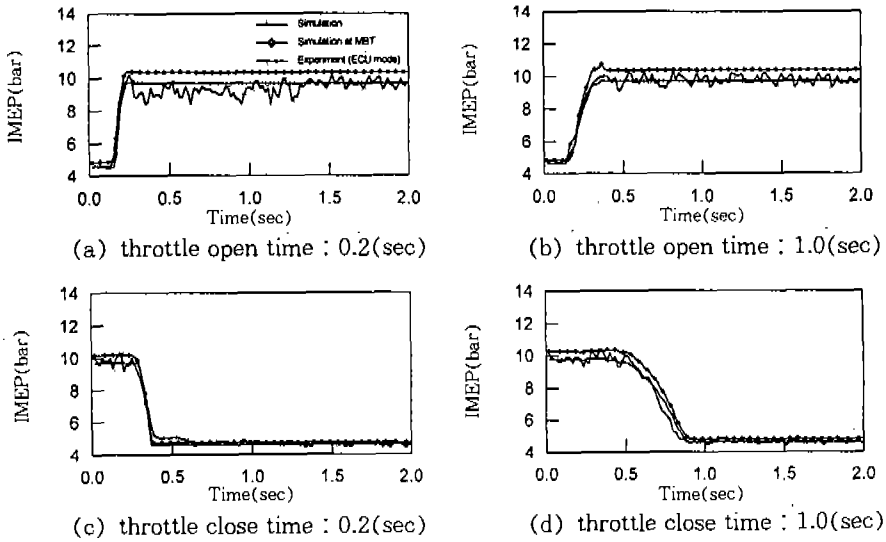


Fig.13 IMEP excursion with fast throttle response

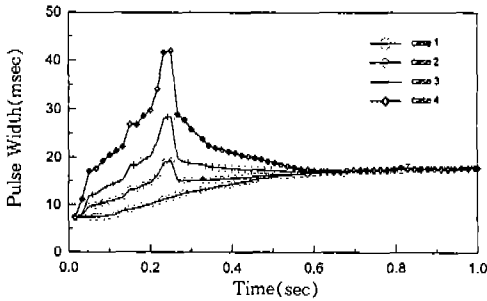


Fig.14 Fueling strategies for application with fast throttle response

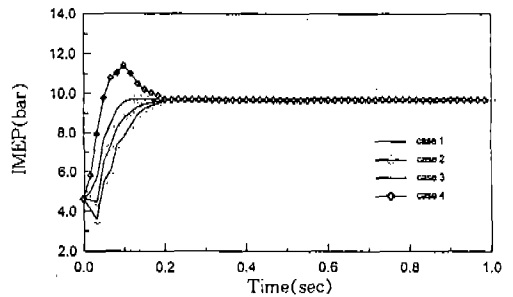


Fig.16 IMEP excursion for application with fast throttle response

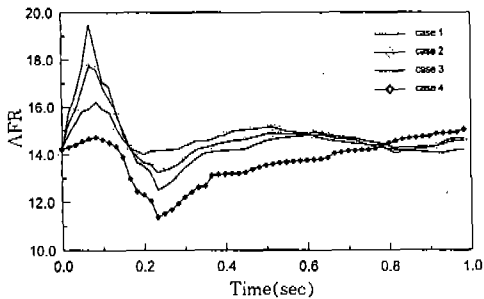


Fig.15 Air-fuel ratio excursion for application with fast throttle response

내는 형태를 띠고있다. 반대로 연료분사량을 초기부터 과다하게 분사한 경우(case 4)에는 희박 피크 현상은 상당히 줄었으나 초기의 희박피크를 없애기 위해 분사된 많은 여분의 연료로 인해 연료과잉의 현상이 심하게 나타나고 있다. 초기의 과다한 연료유입량에 의해 출력은 상승되나 정상 상태 이르면 다시 저하되는 특성을 보이고 있으며 반대로 초기에 희박피크가 발생할 경우에는 토크의 멈칫거림이 생겨 차량의 운전성이 나빠질 우려가 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 엔진동적 모델에 관한 연구 및 모사프로그램 연구개발을 위한 목적의 일부로서 엔진모델에 국한하여 수행하였다. 시뮬레이션 모델의 타당성을 검증하기 위해 정속모드에서 트로틀 급개폐시의 실험결과를 수행하여 계산결과와 비교하였으며 흡기압의 변화, 공연비, IMEP의 거동이 실험결과의 특성을 반영하여 비교적 잘 일치하였다.

본 연구에서는 구성한 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 트로틀밸브를 급히 열었을 때 연료의 분사량을 서로 다르게 했을 경우, 공연비거동과 IMEP 변화에 대해 해석을 하였다. 해석결과, 연료분사량에 따라 트로틀 급개폐시의 공연비 변동 및 IMEP 변화의 상대적인 비교를 할 수가 있었으며 트로틀 급개폐시의 연료분사량에 대한 영향을 예측 가능케 하였다.

이러한 엔진 사이클 시뮬레이션 모델은 엔진제어를 위한 새로운 시스템이나 제어기법을 실차에 적용하여 시험해 보기 전에 흡입공기와 연료거동의 특성을 예측할 수 있으며 현상의 파악 및 각종 인자의 영향을 파악할 수 있다. 그리고 미리 결과를 예측해볼 수 있어 개발시간과 노력을 줄일 수 있는 잇점이 있다.

후 기

본 연구는 1995년도 교육부 학술연구조성비(기계공학 : ME95-F-07)에 의하여 연구되었습니다.

참 고 문 헌

- Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1987.
- Chang, R. T., "A Modeling Study of the Influence of Spark Ignition Engine Design Parameters on Engine Thermal efficiency and Performance", M. I. T. Department of Mechanical Engineering, Sc. M. thesis, 1988.
- Moskwa, J. J., "Automotive Engine Modeling for Real Time Control", M. I. T. Department of Mechanical Engineering, Ph. D. thesis, 1988.
- Blumberg, P. N., Wu, H. and Auiler, J. E., "A Method for Evaluation and Optimization of Three-Way Catalyst based, Low NOx Emission Control Systems", SAE Paper No. 810273, 1981.
- Aquino, C. F., "Transient A/F control Characteristics of the 5 Liter Fuel Injection Engine", SAE Paper No. 810494, 1981.
- Powell, B. K. and Wu, H., Aquino, C. F., "Stoichiometric Air-Fuel Ratio Control Analysis", SAE Paper No. 810274, 1981.
- Stivender, D. L., "Engine Air Control-Basis of a Vehicular Systems Control Hierarchy", SAE Paper No. 780346, 1978.
- Hires, S. D. and Overington, M. T., "Transient Mixture Strength Excursions-An Investigation of Their Causes and the Development of a Constant Mixture Strength Fueling Strategy", SAE Paper No. 810495, 1981.
- Dobner, D. J., "A Mathematical Engine Model for Development of Dynamic Engine Control", SAE Paper No. 800054, 1980.
- Coates, F. E., and Fruechte, R. D., "Dynamic Engine Models for Control Development. Part II : Application to Idle Speed Control", Int. J. of Vehicle Design, Special Publication SP4, p. 75.
- Powell, J. d., "A Dynamic Model for Automotive Engine Control Analysis", Proceedings of IFAC Conference, Munich, 1987.
- Powell, J. D., "A Review of I. C. Engine Models for Control System Design", Proceedings of IFAC Conference, Munich, 1987.

13. Powell, B. K., Lawson, G. P., Hogh, G., "Advanced Real Time Powertrain Systems Analysis", ASME Paper No. 87-ICE-46, 1987.
14. Dobner, D. J., "Dynamic engine models for control development. Part 1. Nonlinear formulation", Int. J. of Vehicle design, Technological Advances in Vehicle Design series, SP4, Application of Control theory in the Automotive Industry, pp. 54~74, 1982.
15. Tugcu, A. K., Hebbalbe, K. V., Alexandridis, A. A., Karmel, A. M., "Modeling and simulation of the powertrain dynamics of vehicles equipped with automatic transmission", Proceedings of Symposium on Simulation of Ground Vehicles and Transportation Systems, ASME Winter Annual Meeting, 1986.
16. Moskwa, J. J. and Hedrick J. K., "Modeling and Validation of Automotive Engine for Control Algorithm Development", Trans. of ASME, Vol. 114, pp 278~284, 1992.
17. 박경석, "MPI엔진 제어를 위한 실시간 유량 측정과 흡기유동 특성해석", 서울대 박사학위논문, 1995.
18. Raymond, C. Turin and Hans P. Geering, "On-Line Identification of Air-to-Fuel Ratio Dynamics in a Sequentially Injected SI Engine", SAE Paper 930857, 1993.
19. Hendricks, E., Jensen, M., Chevalier, A., and Vesterholm, T., "Conventional Event Based Engine Control", SAE Paper 940377, 1994.
20. John J. Moskwa and J. Karl Hedrick, "Dynamic Fuel Parameter Estimation in Automotive Engines", Transportation Systems 1990; ASME Applied Mechanics Division, Vol. 101, pp 93~98, 1990.
21. Hamburg, D. R., "Feedback Carburetor Control Electronic Design for Improved System Performance", SAE Paper 800826, 1980.
22. Nitschke, R. G., "The Effect of Spark-Ignition Engine Design Parameters on Performance and Economy: A Modeling Study, M. I. T., M. S. thesis, 1987.
23. Young, M. B., "Relating Engine Performance to Valve Event Timing-An Analytic Study", General Motors Research Report EN-180, GM Research, 1980.
24. Siewert, R. M., "How Individual Valve Timing Events Affect Exhaust Emissions", SAE Paper No. 710609, 1971.
25. Toda, T., Nohira, H. and Kobashi, K., "Evaluation of Burned Gas Ratio as a Predominant Factor to NOx", SAE Paper No. 760765, 1976.
26. Galliot, F., Cheng, W. K., Cheng, C. O., Sztenderowica, M., Heywood, J. B. and Collings, N., "In-Cylinder Measurements of Residual Gas Concentration in a Spark-Ignition Engine", SAE Paper No. 900485, 1990.
27. Young, M. B., "Relating Engine Performance to Valve Event Timing-An Analytical Study", GM Research Report En-180, 1980.
28. Asmus, T. W., "Valve Events and Engine Operation", SAE paper No. 820749, 1982.
29. Fukutani, I., and Watanabe, E., "An Analysis of the Volumetric Efficiency Characteristics of 4-stroke Cycle Engines Using the Mean Inlet Mach Number Mim", SAE paper No. 790484, 1979.
30. Incropera, F. P., Dewitt D. P., Fundamentals of Heat Transfer, John Wiley Sons, New York, 1981.
31. Mondt, J. R., "Heat Transfer Research on Internal Combustion Systems", GM Research Publication GMR-4147, 1982.
32. Saxena, V., Rask, R. B., "Influence of

- Inlet Flows on the Flow Field in an Engine", SAE Paper No. 870369, 1987.
33. Mathus, W. R., "Engine Inlet System Analysis Using Pressure Loss Coefficients", GM Research Memorandum 57~1025, 1984
 34. Bishop, I. N., "Effect of Design Variables on Friction and Economy", SAE Paper No. 812A, 1964.
 35. Cleveland, A. E. and Bishop, I. N., "Several Possible Paths to Improved Part-Load Economy of Spark-Ignition Engines", SAE Paper No. 150A, 1960.
 36. Rosenberg, R. C., "General Friction Considerations for Engine design", SAE Paper No. 821576, 1982.
 37. Kovach, J. T., Tsarkiris, E. A., and Wong, L. T., "Engine Friction Reduction for Improved Engine Fuel Economy", SAE Paper No. 820085, 1982.
 38. Siegl, D. C. and Siewert, R. M., "The Variable Stroke Engine Problems and Promises", SAE Paper No. 780700, 1978.
 39. Oetting, H., Pundt, d., and Ebbinghaus, W., "Friction in the Piston Group and New Ideas for Piston Design", SAE Paper No. 841299, 1984.
 40. Straon J. T. and Willernet, P. A., "An Analysis of Valve Train Friction in Terms of Lubrication Principles", SAE Paper No. 830165, 1983.
 41. Kay, I. W., "Manifold Fuel Film Effects in an SI Engine", SAE Paper No. 780944, 1978.
 42. Amann, C. A., "Analytical Study of Some Characteristics of High Speed and Low Speed Engines in a Passenger Car", General Motors Research Report EN-294, 1983.
 43. Ball, W. F., Jackson, N. S., Pilley, A. D., and Porter, B. C., "The Friction of a 1.6L Automotive Engine-Gasoline and Diesel", SAE Paper 860418, 1986.
 44. Taylor, C. F., The Internal combustion Engine in Theory and Practice, The MIT Press, 1976.