

액체 및 기체연료 엔진의 공연비 제어특성에 관한 비교 연구

A Comparative Study on A/F Control Characteristics of Liquid and Gaseous Fueled Engines

심한섭*, 신규철*, 송창섭**, 선우명호**
Hansub Sim, Kyuchul Shin, Changseop Song, Myoungcho Sunwoo

ABSTRACT

In this study, the air-fuel ratio(A/F) control characteristics of a liquid and a gaseous fueled engine are investigated. Engine models for both the liquid and the gaseous fueled engine are developed to compare the characteristics of fuel delivery into the cylinder, and the performances of the models are evaluated using the simulation and experiment. The simulation and experimental results show that the gaseous fueled engine has better control performance than that of the liquid fueled engine in terms of the air-fuel ratio control. This study could be used to develop air-fuel ratio control schemes for both the liquid and the gaseous fueled engine.

주요기술용어 : Air-fuel ratio(공연비), Fuel film(연료막), Fuel fraction(연료비), Normalized air charge (표준 공기 충전량), Liquid fuel(액체연료), Gaseous fuel(기체연료)

Nomenclature

m	: mass, g
\dot{m}	: mass flow, g/s
M	: molecular weight
N	: engine speed, rpm
n	: engine speed, krpm
P	: pressure, bar
R	: gas constant, bar \cdot m ³ /kg \cdot K
T	: temperature, K
u	: control input
V	: volume, m ³
K	: gain
τ	: time constant

Subscripts

a	: air
ai	: air entering to manifold
ap	: air entering to cylinder
base	: base control input
d	: displacement
e	: error
f	: fuel
fcal	: fuel calculated from model
fcd	: fuel commended for desired A/F
fi	: fuel entering to manifold
fmi	: fuel entering to manifold through main fuel line
f/p	: friction and pumping
fsi	: fuel entering to manifold through bypass solenoid valve
fp	: fuel entering to the cylinder

* 회원, 한양대학교 대학원

** 회원, 한양대학교 기계공학부

- i : integral
- m : manifold
- mi : mixture entering to manifold
- mix : mixture
- mo : mixture entering to the cylinder
- p : proportional

1. 서 론

최근 자동차의 증가로 인하여 대기오염 문제가 심각해지면서 자동차의 유해 배기가스에 대한 규제가 더욱 강화되고 있다. 이에 따라서 배기 규제를 만족시키고, 자동차의 성능향상을 위한 연구와 더불어 압축천연가스(CNG), 액화석유가스(LPG) 등을 연료로 사용하는 대체연료 차량에 대한 연구가 활발히 진행되어왔다.

국내의 경우 환경친화형 가스차량으로 이미 LPG 차량이 약 120만대 이상 보급되어 운행되고 있으며, 이러한 국내의 LPG 차량보급률은 전세계 LPG차량의 20%에 달하고 있는 실정이다.¹⁾ 이는 LPG의 가격 경쟁력이 휘발유 보다 우수하기 때문이며, 특히 최근의 IMF 경제위기 이후 급속한 증가세를 보여왔다. LPG는 주로 중소형 차량에 사용되는 반면, CNG는 대형 상용차량에 사용되고 있으며, 대도시에서 대형디젤 상용차에 의한 배기가스공해를 저감시키기 위한 방법으로 점차 확대 보급을 추진하고 있다.

그동안 공연비제어는 주로 가솔린엔진을 중심으로 연구되어 왔으나, 대체연료 차량서는 이에 대한 연구가 부족하였다. 기체연료와 액체연료는 연료의 공급방식과 전달과정의 동역학이 다르기 때문에 공연비 제어성능에 많은 차이가 있다. 액체연료(가솔린) 엔진은 주로 MPI방식의 연료제어 장치가 사용되지만, 기체연료(LPG) 엔진에서는 기체연료가 스로틀 밸브 앞에 설치된 믹서에서 공기와 혼합기를 형성하도록 되어있다. 따라서 정밀한 공연비 제어를 위해서는 각 연료 엔진의 공연비 제어특성에 대한 이해와 적절한 제어기 설계가 필요하다.

이 연구에서는 액체연료와 기체연료 엔진의

공연비 제어성능을 비교하기 위하여 액체와 기체연료 엔진의 수학적 모델을 제안하였으며, 시뮬레이션과 실험을 통하여 검증하고자 한다.

2. 믹서방식의 기체연료엔진 모델

기체연료를 사용하는 엔진은 Fig. 1과 같이 크게 스로틀 밸브, 흡기 매니폴드 동특성, 엔진 회전 동특성, 토크 생성의 네 부분으로 구성된다.

믹서방식의 기체연료 엔진은 흡입공기량의 증감에 따라 연료량이 변동되며, 또한 제한된 공간에서의 기체의 혼합유동이므로 연료량 증감에 따라 흡입공기량도 변화되므로, 매니폴드의 동특성에는 연료 보정항이 추가되어야 한다.^{2,3)}

또한 기체연료는 액체연료 분사에서와 같이 연료막이 생성되지 않으므로 연료막에 대한 동력학은 고려하지 않아도 된다.

스로틀을 통과하여 흡기 매니폴드로 유입되는 공기량은 다음과 같이 표현하였다.^{3,4)}

$$\dot{m}_{at} = C_D \cdot TC \cdot MA \cdot PRI \tag{1}$$

$$C_D = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_s}$$

$$TC = \frac{A_T(\alpha)}{A_T(\alpha_{max})}$$

$$MA = \frac{A_T(\alpha_{max})P_{amb}}{\sqrt{R_a T_{amb}}} \left[k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$PRI = \begin{cases} \frac{\Phi}{\Phi^*} & \frac{P_m}{P_{amb}} > 0.528 \\ 1 & \frac{P_m}{P_{amb}} \leq 0.528 \end{cases}$$

C_D 값은 스로틀 개도와 스로틀 전후의 압력차에 의해 결정되며, 실험에 의하여 얻어질 수 있는 보정계수이다. TC 는 스로틀의 최대 유효면적에 대한 임의의 각도(α)에서의 유효면적 비율이다. 또한 MA 는 스로틀을 통과하는 최대공기량이고, PRI 는 스로틀 전후의 압력비에 대한 보정계수이다.

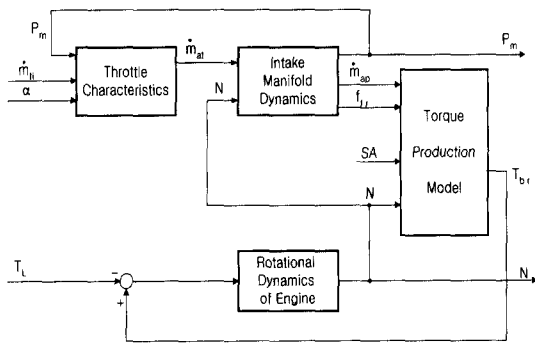


Fig. 1 Schematic diagram of gas fueled engine model

스로틀을 통과하는 연료량은 식(2)와 같이 유체동력학적 특성에 의해 주공급관으로 들어가는 연료량과 되먹임 솔레노이드(feedback solenoid)를 통해 들어가는 연료량의 합이 된다. 이때, 주공급관을 통해 들어가는 연료량은 스로틀 각과 매니폴드 압력의 함수가 되고, 솔레노이드를 통해 들어가는 연료량은 스로틀 각, 매니폴드 압력과 솔레노이드 duty의 함수로 표현할 수 있다.

$$\dot{m}_{fi} = \dot{m}_{fmi} + \dot{m}_{fsi} \quad (2)$$

$$\dot{m}_{fmi} = f_{m1} + f_{m2}\alpha + f_{m3}\alpha^2 + f_{m4}\alpha^3 + (f_{m5} + f_{m6}\alpha + f_{m7}\alpha^2)P_m$$

$$\dot{m}_{fsi} = [f_{s1} + f_{s2}\alpha + f_{s2}\alpha^2 + f_{s4}\alpha^3 + (f_{s5} + f_{s6}\alpha + f_{s7}\alpha^2)P_m] \cdot Duty$$

스로틀밸브를 통과한 공기는 믹서에서 연료와 완전히 혼합된다고 가정할 경우 실린더로 들어가는 혼합비와 매니폴드내의 혼합비는 항상 같게 된다.³⁾ 매니폴드내에서 공기(m_a)와 연료의 질량(m_f)비는 Dalton의 분압법칙과 기체방정식을 적용하여 다음 식(3)과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{\dot{m}_{fp}}{\dot{m}_{ap}} = \frac{m_f}{m_a} = \frac{P_f}{P_m - P_f} \frac{M_f}{M_a} \quad (3)$$

매니폴드내의 압력에 관한 상태방정식은 매니폴드내의 공기량과 연료량의 보존법칙인 식(4)와 이상기체 상태방정식의 미분형인 식(5)와

식(6)을 이용하여 구할 수 있다.

$$\dot{m}_m = \dot{m}_{mi} - \dot{m}_{mp} = (\dot{m}_{ai} + \dot{m}_{fi}) - (\dot{m}_{ap} + \dot{m}_{fp}) \quad (4)$$

$$\dot{m}_a = \frac{d}{dt} \left(\frac{P_a V_m}{R_a T_m} \right) \quad (5)$$

$$\dot{m}_f = \frac{d}{dt} \left(\frac{P_f V_m}{R_f T_m} \right) \quad (6)$$

식(4)~(6)으로부터 매니폴드내의 압력변화의 상태방정식은 식(7)과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{P}_m = \frac{R_a T_m}{V_m} (\dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ap}) + \frac{R_f T_m}{V_m} (\dot{m}_{fi} - \dot{m}_{fp}) \quad (7)$$

식(7)에서 우변항의 실린더로 들어가는 공기량과 연료량은 속도-밀도(speed-density) 알고리즘을 이용하여 식(8)과 같이 구할 수 있다. 이때 일정한 공연비의 혼합기가 매니폴드에서 실린더 내로 유입된다고 가정하였으므로 체적효율(η_{vol})은 공기와 연료에 대해서 공통적으로 사용될 수 있다.

$$\dot{m}_{mp} = \dot{m}_{ap} + \dot{m}_{fp} = \frac{N}{120} \frac{V_d}{R_a T_m} \eta_{vol} P_a + \frac{N}{120} \frac{V_d}{R_f T_m} \eta_{vol} P_f \quad (8)$$

식(8)을 식(7)에 대입하여 정리하면 매니폴드압력의 상태방정식은 식(9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{P}_m = \frac{\bar{R}T_m}{VM_a} (\dot{m}_{mi} - \dot{m}_{fi}) + \frac{\bar{R}T_m}{VM_f} \dot{m}_{fi} - \frac{N}{120} \frac{V_d}{V_m} \eta_{vol} P_m \quad (9)$$

위 식에서 우변의 세번째 항은 실린더로 들어가는 혼합기의 양을 나타내고, 그 양은 $N \times \eta_{vol} \times P_m$ 에 비례한다. 이때 $\eta_{vol} \times P_m$ 는 표준 공기 충전량(normalized air charge)으로 정상상태에서의 엔진 실험 데이터를 이용하여 구할 수 있다.²⁾ 기체 연료를 사용할 때 표준 공기 충전량은 식(10)과 같이 엔진속도와 매니폴드압력, 연료비(fuel

fraction: f_{fr})에 의해 결정된다.

$$\eta_{vol} \times P_m = \dot{m}_{in} = f_1 + f_2 P_m \quad (10)$$

여기서,
$$f_1 = \frac{a_0 + a_1 n + a_2 n^2 + a_3 n^3 + a_4 n^4}{1 - f_{fr}}$$

$$f_2 = \frac{(b_0 + b_1 n + b_2 n^2) P_m}{1 - f_{fr}}$$

기체 연료의 경우 흡기 매니폴드내에서 공기와 연료가 완전히 혼합되므로 질량보존의 법칙을 적용하면 다음과 같은 연료비의 상태방정식을 구할 수 있다.

$$\dot{f}_{fr} = \frac{R_{af} T_m}{V P_m} \dot{m}_{fi} - \frac{N}{120 V_m} \eta_{vol} f_{fr} - \frac{P_f M_f}{M_{eq} P_m^2} \dot{P}_m \quad (11)$$

여기서, $f = \frac{m_f}{m_a + m_f}$: 연료비(fuel fraction)

엔진의 회전속도에 대한 상태방정식은 Newton의 운동방정식을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁴⁾

$$J_{eff} \dot{N} = \frac{30}{\pi} (T_{ind} - T_{fip} - T_L) \quad (12)$$

3. 액체연료 엔진 모델

액체연료 엔진은 기체연료 엔진과는 달리 연료가 실린더 흡기포트에서 분사되므로 흡기 매니폴드로 공기만이 유입되며, 인젝터에서 분사된 연료는 흡기포트 내벽에 연료막을 형성하므로 연료막 모델이 필요하다.

Fig. 2는 액체연료 엔진모델을 도시한 것이다. 액체연료 엔진의 경우 기체연료 엔진과 달리 스토틀을 통하여 공기만 유입되므로, 매니폴드내의 압력변화는 들어오는 공기량과 실린더로 나가는 공기량에 의해 결정된다. 따라서 매니폴드내의 압력변화는 다음과 같이 구할 수 있다.⁴⁾

$$\dot{P}_m = \frac{RT_m}{V_m} (\dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ap}) + P_m \left(\frac{\dot{T}_m}{T_m^2} \right) \quad (13)$$

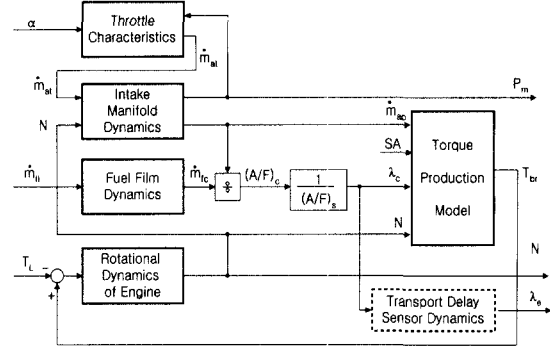


Fig. 2 Schematic diagram of liquid fueled engine model

매니폴드내의 온도변화는 상대적으로 작은 값이므로, 식(13)에서 우변의 둘째항은 무시할 수 있으므로 매니폴드 압력의 상태방정식은 식(14)와 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{P}_m \approx \frac{RT_m}{V_m} (\dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ap}) \quad (14)$$

이때 실린더로 들어가는 공기량은 속도-밀도(Speed-density)방식에 의해 엔진의 충전효율과 매니폴드내의 압력, 엔진 회전속도에 의해 결정된다.

$$\dot{m}_{ap} = \frac{V_D}{120 RT_m} \eta_{vol} P_m N \quad (15)$$

위 식에서 우변의 $\eta_{vol} P_m$ 은 매니폴드로 들어가는 연료량의 영향을 고려해야하는 기체연료와는 달리 식(16)과 같이 엔진 속도와 매니폴드내의 압력에 의해 결정된다고 가정할 수 있다.

$$\eta_{vol} \times P_m = \dot{m}_{in} = w_1 + w_2 P_m \quad (16)$$

여기서, $w_1(n) = w_{10} + w_{11}n + w_{12}n^2 + w_{13}n^3 + w_{14}n^4$

$$w_2(n) = w_{20} + w_{21}n + w_{22}n^2$$

Fig. 3은 이 연구에서 가정한 연료막 모델을 그림으로 나타낸 것이다. 엔진의 운전조건에 따라 인젝터에서 분사되는 연료량은 실린더로 들어가는 공기량에 비례하게 되며, 그 중 일정 비율(X)은 흡기포트 안쪽 벽면에 연료막(fuel film)을 형성한다. 또한 이 연료막에서 증발하는 연료량

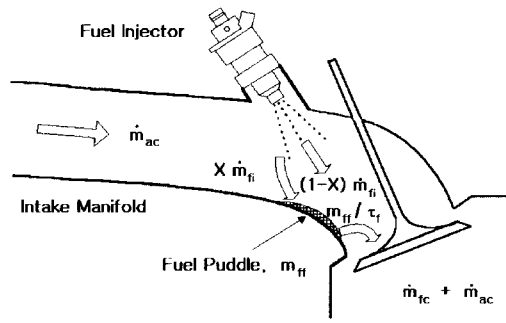


Fig. 3 Schematic diagram of fuel transport process

은 연료막의 연료량에 비례한다고 가정하면 연료막에 대한 연속 방정식으로부터 다음의 관계식을 얻을 수 있다.⁴⁾

$$\dot{m}_{ff} = -\frac{1}{\tau_f} m_{ff} + X \dot{m}_f \quad (17)$$

인젝터에서 분사되는 연료 중에서 연료막을 형성하지 않고 분사된 즉시 공기 유동과 함께 실린더로 유입되는 연료량은 식(18)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_{fv} = (1-X) \dot{m}_f \quad (18)$$

따라서 실제로 실린더 내부로 유입되는 연료유량은 분사된 즉시 공기 유동과 함께 실린더로 유입되는 연료량(\dot{m}_{fv})과 유막에서 시정수(τ_f)를 가지고 증발하는 연료와의 합으로 표시할 수 있다.

$$\dot{m}_{fc} = \dot{m}_{fv} + \frac{1}{\tau_f} m_{ff} \quad (19)$$

흡입 공기량 모델, 토크생성 모델과 엔진 회전동역학 모델은 기체연료 모델의 경우와 유사하다.

4. 공연비제어기 설계

액체 및 기체 연료 엔진의 공연비 제어 특성을 비교하기 위하여 이 연구에서는 Fig. 4와 같이 엔진의 회전속도에 따라 게인(gain)이 변하는 가변게인 비례적분 제어기(PI controller)를 설계하였다.

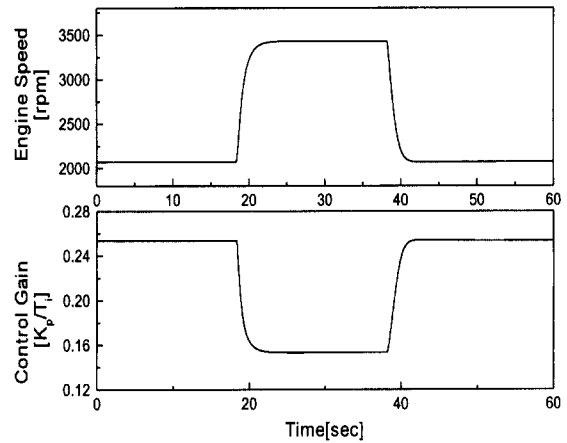


Fig. 4 Control gains of the PI-controller

4.1 액체연료 엔진의 공연비 제어기

통상적으로 가솔린과 같은 액체연료 엔진의 공연비 제어기에는 비례적분 제어기가 사용되고 있다. 이 공연비 제어기는 정상상태의 응답특성은 우수하나, 엔진 제어조건의 변화가 상대적으로 큰 과도상태에서는 제어성능이 저하된다. 이 연구에서는 과도상태에서의 응답특성을 개선하기 위하여 이론공연비로 제어되기 위해 필요한 연료량을 모델을 통하여 먼저 계산한 후에, 모델 오차를 비례 적분제어기로 보상하는 제어기를 설계하였다. 액체연료엔진의 공연비 제어를 위한 비례 적분제어기의 구조는 다음과 같다.

$$u(t) = u_{base} \left[1 + K_p \left(e(t) + \frac{1}{\tau_i} \int e(t) dt \right) \right] \quad (20)$$

실제 엔진 제어에서 제어 입력 u 는 인젝터 구동시간이 되고 제어 오차는 식(21)과 같이 이론공연비(14.7:1)와 산소 센서에서 실시간으로 측정된 값의 차로 규정한다.

$$e(t) = \left(\frac{A}{F} \right)_{stochiometric} - \left(\frac{A}{F} \right)_{real} \quad (21)$$

4.2 기체연료 엔진 공연비 제어기

액체연료 엔진과는 달리 믹서 방식의 기체연

료를 사용하는 엔진의 경우 과도상태에서 주연료 공급관을 통해 실린더로 들어가는 연료량은 엔진의 상태에 따라 변하게 된다. 따라서 기체연료의 경우 일반적인 비례 적분제어기를 이용하였다.

$$u(t) = u(t-1) + K_p \left(e(t) + \frac{1}{\tau_i} \int e(t) dt \right) \quad (22)$$

여기서 제어입력 u 는 솔레노이드의 구동 Duty가 되고, 오차 e 는 식(21)과 동일하다.

5. 시뮬레이션 및 실험 결과

이 연구에서 제시한 액체연료 및 기체연료 엔진의 수학적 모델을 검증하기 위하여 시뮬레이션을 수행하였으며, 실제 엔진시험은 액체연료(가솔린)엔진과 기체연료(LPG) 엔진을 대상으로 시험하였다.

5.1 실험장치

이 연구에서 엔진 모델링, 공연비 제어기 설계 및 검증실험은 4실린더 2000cc, DOHC 엔진에서 수행되었다.

이 엔진은 가솔린용으로 설계된 것으로, 연구 및 실험을 위하여 Fig. 5와 같이 LPG연료장치를 추가로 설치하였다. 연료공급은 가솔린과 액화석유가스를 필요에 따라 구분하여 선택할 수 있

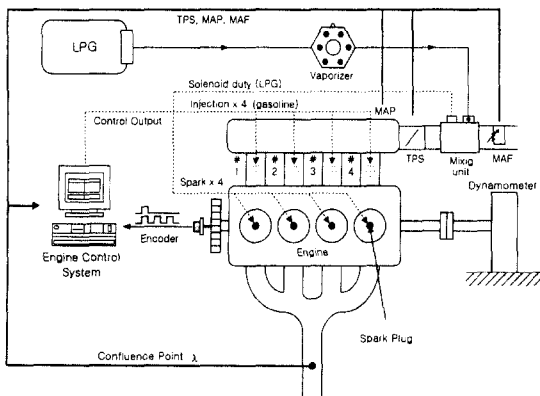


Fig. 5 Schematic diagram of a bi-fuel supply system

다. 따라서 동일 조건에서 액체연료 엔진과 믹서 방식 기체연료 엔진의 공연비 제어성능 비교가 용이하다.

점화시기와 연료분사는 한양대학교에서 자체 설계(제작한 엔진제어시스템(ECS)을 이용하여 제어하였다.⁵⁾ 이 장치는 크랭크축에 장착된 로터리 엔코더 신호와 캠 센서 신호를 이용하여 실린더별로 연료 및 점화시기를 정밀하게 제어할 수 있으며, 8 채널의 A/D 변환기를 내장하고 있어 이를 통하여 흡기관 압력, 공기량, 공연비, 스로틀 개도를 크랭크 각도 기준으로 측정할 수 있다. 공연비는 광역 산소 센서(BOSCH LSU4)를 사용하여 각 실린더의 배기 다기관의 합류점에서 측정하였으며, 스로틀 통과유량은 스로틀 상류에 설치한 공기유량 센서(HITACHI AFH70)를 이용하여 검출하였다.

5.2 시뮬레이션 결과

기체 연료와 액체 연료 엔진의 공연비 제어 성능을 시뮬레이션을 통하여 비교해 보았다.

Fig. 6는 비례적분 제어기의 제어성능을 비교하기 위해 가해진 스로틀 개도와 시뮬레이션 결과로 구해진 엔진 회전 속도를 도시한 것이다. 이때 부하는 70Nm로 일정하게 유지시켰다.

Fig. 7은 Fig. 6의 시험조건에서 액체연료 엔진과 기체연료 엔진의 공연비 제어성능을 비교한

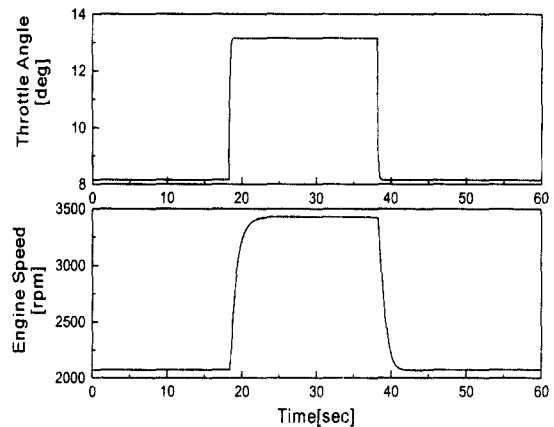


Fig. 6 Throttle angle pattern and engine speed : simulation

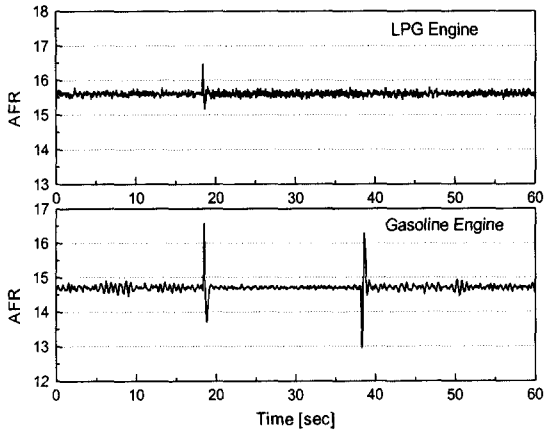


Fig. 7 Control performance of LPG and gasoline engine : simulation

것이다. 기체연료 엔진의 경우 공연비 오차의 RMS는 0.0022로 액체연료 엔진의 공연비 오차 RMS인 0.0049에 비하여 제어성능이 우수하며(52%), 응답성 면에서 액체연료 엔진보다 제어 성능이 우수하다. 이는 기체연료의 경우에 연료막 생성이 없고, 액체연료에 비해 응답성 및 제어성능이 우수하기 때문이다.

5.3 실험 결과

이 실험에서는 액체연료 엔진과 기체연료 엔진의 공연비 제어 성능을 검증하였다. 이를 위해 엔진 회전속도가 일정할 때와 부하 토크가 일정할 때 스로틀을 급변동(tip-in, tip-out)시키면서 공연비 제어성능실험을 수행하였다.

5.3.1 일정 토크에서의 제어성능 비교

Fig. 8은 공연비 제어성능 검증을 위한 과도상태의 실험 조건을 표시하였다. 스로틀 개도는 8°~12°로 급변동시켜 엔진 회전속도를 2200rpm에서 3700rpm으로 상승시켰다. 이때 토크는 69Nm로 일정하게 유지하였다.

Fig. 9는 과도상태에서 기체연료와 액체연료의 공연비를 광역 산소 센서를 이용하여 측정된 결과와 제어입력을 도시한 것이다. 기체연료에서 솔레노이드 duty는 57~62%였으며, 공연비는

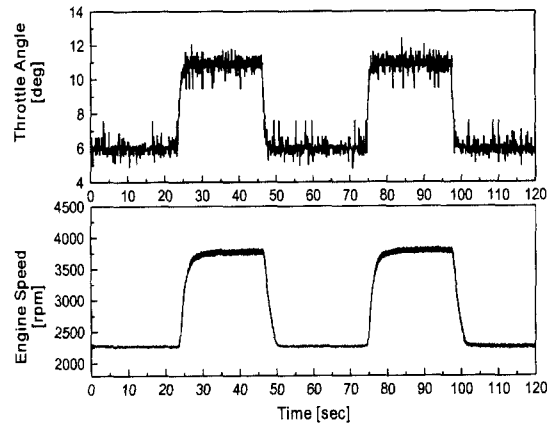


Fig. 8 Change of throttle angle and engine speed in the constant load conditions : experiment

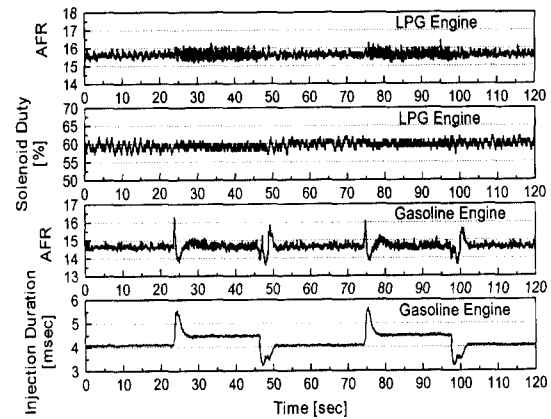


Fig. 9 Control performance of LPG and gasoline engine in the constant load conditions : experiment

15.2~16.2로 변화가 매우 적었다. 액체연료에서 공연비 변동은 13.6~16.5로 기체연료엔진보다 크게 나타났다. 기체연료엔진에서는 과도상태에서도 일반적인 비례적분 제어기만으로도 공연비제어성능이 우수함을 알 수 있다.

5.3.2 일정 회전속도에서의 제어성능 비교

Fig. 10은 과도상태의 실험조건으로 일정한 회전속도(2000rpm)에서 스로틀 개도와 매니폴드의 압력 변화폭을 나타낸 것이다. 스로틀개도는 8°~12°로 급변동시켰으며, 이때 매니폴드 압력은 0.58~0.78bar로 변화되었다.

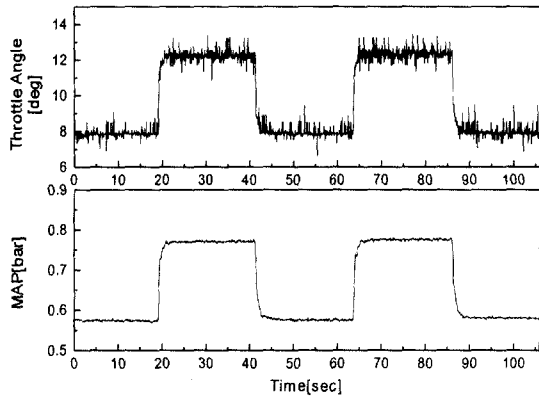


Fig. 10 Throttle angle pattern and MAP in the constant engine speed condition: experiment

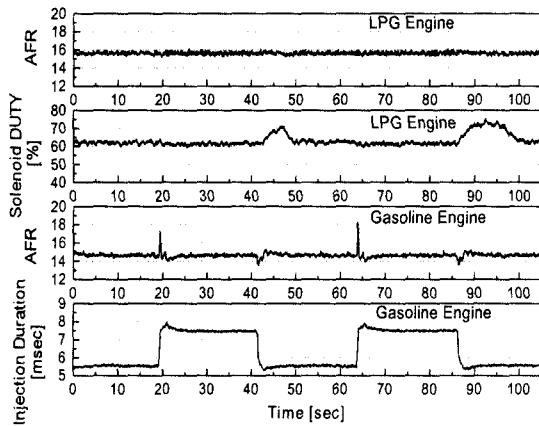


Fig. 11 Control performance of LPG and gasoline engine in the constant engine speed condition: experiment

Fig. 11은 기체연료와 액체연료를 사용한 과도상태 엔진시험에서 측정된 공연비와 솔레노이드 듀티 및 분사기간을 표시한 것이다. 기체연료 엔진에서 공연비는 15.2~15.9로 변동이 매우 적었으며, 액체연료엔진에서는 공연비는 13.6~18.2까지 변화되었다. 또한 액체연료엔진에서 스톱 급변동 순간에 공연비의 급격한 변화를 볼 수 있으나, 기체연료엔진에서는 공연비가 이론공연비 부근에서 거의 일정하게 제어됨을 볼 수 있다. 따라서 기체연료엔진의 공연비 제어능력이 가솔린엔진 보다 상대적으로 우수함을 알 수 있다.

기체 연료의 경우 스톱들을 열었을 때 시물레

이션 결과는 실제 실험한 결과와는 달리 공연비 오차가 발생하였다. 이것은 엔진의 모델이 정상상태에서의 데이터를 이용하여 만들어 졌기 때문에 과도상태에서는 모델에 오차가 존재하기 때문이라고 추정된다.

액체 연료 엔진의 경우에서 알 수 있듯이 일반적인 비례 적분제어기로는 원하는 제어성능을 얻을 수 없다. 액체 연료 엔진의 경우 연료막을 생성하는 연료량이 엔진의 운전 조건에 따라 변하게 되므로 이에 대한 정확한 보상이 없으면 제어 성능향상은 기대하기 어렵다. 따라서 액체 연료의 경우 연료막 생성에 대한 정확한 보상이 필요하며, 이를 위해서는 정확한 엔진모델에 기초한 공연비 제어기의 설계가 필요하다.

6. 결론

액체 및 기체연료 엔진의 공연비 제어특성에 관한 모델링과 검증실험을 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

1) 액체연료와 기체연료 엔진의 수학적 모델링을 수행하였다. 각 엔진의 모델은 정상상태의 데이터를 이용하였으며, 액체연료와 기체연료의 연료공급과정을 고려하였다.

2) 과도상태에서의 공연비 응답특성을 개선하기 위하여 이론공연비로 제어되기 위해 필요한 연료량을 모델을 통하여 먼저 계산한 후에, 모델 오차를 비례 적분제어기로 보상하는 제어기를 설계하였다.

3) 제어기의 응답특성을 향상시키기 위하여 공연비 제어기의 게인(gain)이 엔진의 회전속도에 따라 변하는 가변게인 비례적분 제어기(PI controller)를 설계하였다.

4) 공연비 제어성능 검증을 위한 실험은 일정 부하 및 일정속도 조건에 수행하였다. 엔진의 출력 토크를 69Nm으로 일정하게 유지하고, 스톱들 개도를 8°~12°로 급변동시킨 과도운전상태 시험에서 기체연료엔진의 공연비 변화 범위는 15.2~16.2였고, 액체연료엔진에서의 공연비 변화 범

위는 13.6~16.5로 변화되었다. 엔진회전속도를 2000rpm으로 유지하였고, 스로틀 개도를 8°~12°로 급변동시킨 과도운전조건에서 기체연료엔진에서 공연비는 15.2~15.9까지 변화하였고, 액체연료엔진에서는 13.6~18.2까지 변화되었다.

위의 결과들로부터 기체연료엔진의 공연비 제어성능이 액체연료엔진 보다 더 우수함을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- 1) 건설교통부(www.moct.go.kr), 자동차 등록현황, 통계자료-교통통계, 2001.
- 2) 윤팔주, 김명준, 선우명호, “크랭크각 기준의 엔진제어시스템 설계제작에 관한 연구,” 자동차공학회 논문집, 제6권 제4호, pp.198-210, 1998.
- 3) A. Gangopadhyay & P. Meckl, “Modeling, Validation and System Identification of a Natural Gas Engine,” Proceedings of the American Control Conference, 1997.
- 4) 심한섭, 선우명호, “기체연료엔진에서 유효공기질량비를 고려한 흡입공기량 모델링,” 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, pp.126-131, 1999.
- 5) 윤팔주, “S. I. 엔진의 비선형 동적 모델링 및 제어에 관한 연구,” 한양대학교 대학원 박사학위 논문, 2000.
- 6) C. H. Onder, C. A. Roduner, “Wall-Wetting Parameters Over the Operating Region of a Sequential Fuel-Injected SI Engine,” SAE 980792, 1998.
- 7) 심한섭, 선우명호, “LPG엔진 모델링 및 ECM 설계에 관한 연구,” 자동차공학회 논문집, Vol. 7, No.9, pp.1-9, 1999.
- 8) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988.
- 9) 정성환, 김창현, 한상명, “LPG와 Gasoline 연료의 차량 배출가스 특성에 대한 비교 연구,” 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, Vol. I, pp.305-310, 2001.