

## 다양한 분사조건과 LPG 액상분사엔진의 연료량 제어

심 한 섭\*

진주산업대학교 자동차공학과

### Various Injection Conditions and Fuel Control of an LPG Liquid Injection Engine

Hansub Sim\*

Department of Automotive Engineering, Jinju National University, Gyeongnam 660-758, Korea  
(Received 26 July 2004 / Accepted 29 October 2004)

**Abstract** : Fuel injection rate of an injector is affected by various injection conditions such as injection duration, fuel temperature, injection pressure, and voltage in LPG liquid injection systems for either a port-fuel-injection(PFI) or a direct injection(DI) in a cylinder. Even fuel injection conditions are changed, the air-fuel ratio should be accurately controlled to reduce exhaust emissions. In this study, correction factors for the fuel injection rate of an injector is derived from the density ratio and the pressure difference ratio. A voltage correction factor is researched from injection test results on an LPG liquid injection engine. A compensation method of the fuel injection rate is proposed for a fuel injection control system. The experimental results for the LPG liquid injection system in a SI-engine show that this system works well on experimental range of engine speed and load conditions. And the fuel injection rate is accurately controlled by the proposed compensation method.

**Key words** : LPG(Liquefied petroleum gas : 액화석유가스), Liquid injection system(액상분사장치), Fuel injection control(연료분사제어), Correction factor(보정계수), Injection duration(분사기간)

#### Nomenclature

$A$  : area,  $m^2$   
 $F$  : correction factor  
 $h$  : height, m  
 $m$  : mass, kg  
 $N$  : revolution number, rpm  
 $p$  : pressure, kPa  
 $r$  : specific gravity  
 $t$  : time, sec  
 $T$  : temperature, K, °C

$V$  : velocity, m/sec  
 $\rho$  : density,  $kg/\ell$

#### Subscripts

$f$  : fuel  
 $b$  : butane  
 $base$  : base condition  
 $e$  : engine  
 $i$  : injection condition  
 $m$  : intake manifold  
 $p$  : propane

\*To whom correspondence should be addressed.  
hansub@jinju.ac.kr

## 1. 서론

LPG는 석유가스를 액화시킨 연료로서, 연소특성이 우수하여 자동차연료로 많이 사용되어지고 있으며 주성분은 프로판과 부탄이다. 대부분의 LPG 자동차들은 기체연료가 스로틀 전면의 믹서에서 공기와 혼합되는 구조로 되어있으나, 최근에는 흡기포트연료분사(port fuel injection: PFI) 또는 액상연료를 직접 실린더내로 분사하는 LPG 액상연료분사에 대한 연구들이 활발히 시도되고 있다.<sup>1-3)</sup>

흡기포트연료분사식 LPG 액상분사 엔진의 동력 성능은 가솔린엔진과 비슷한 수준이며, 유해배기 가스는 상대적으로 적은 것으로 알려져 있다.<sup>4)</sup> 대형 디젤엔진을 LPG 액상분사엔진으로 개발한 연구에서는 동력성능이 디젤엔진보다 우수하며, 배출가스 중의 유해물질의 저감효과가 크고, 특히 미연탄소가 거의 배출되지 않는 것으로 나타났다.<sup>5)</sup> 그러나, 엔진으로부터의 열전달에 의한 연료온도 상승으로 LPG가 기화되어 연료공급 중단(vapor lock) 현상이 발생할 우려가 있으며, 인젝터에서 연료가 분사되어 기화될 때 다량의 기화열을 흡수하므로 공기 중의 수분 또는 연료가 응결(icing)되는 현상이 발생할 수 있다.<sup>1,4)</sup>

LPG 액상분사엔진에서도 공연비제어 성능을 향상시키기 위하여 다양한 엔진조건에 따라 분사되는 연료량을 정밀하게 제어할 필요가 있다. 일반적으로 인젝터에서 분사되는 연료량은 분사기간, 연료 밀도, 분사압력 및 구동전압에 따라 변동된다. 특히, 이 조건들 중에서 LPG는 온도에 따른 밀도변화량이 상당히 크므로,<sup>2)</sup> 엔진 구성품들로부터의 열전달에 의한 연료의 온도변화와 계절에 따른 온도변화를 고려할 필요가 있다.

그러므로, LPG 액상분사엔진에서 연료분사량에 영향을 미치는 분사조건들의 영향을 고찰하고, 연료분사제어기의 설계시에 분사조건 변화에 따라 연료분사량 보정을 위한 분사제어 알고리즘을 개발할 필요가 있다.

## 2. 인젝터의 연료 분사량

### 2.1 인젝터에서 연료의 유동

인젝터 내부를 통과하는 연료의 유동을 Fig. 1과

같이 오리피스(orifice)를 통과하는 유체로 가정하면, 이에 대한 유동방정식은 다음 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$r_1 h_1 + p_1 + \rho_1 \frac{V_1^2}{2} = r_2 h_2 + p_2 + \rho_2 \frac{V_2^2}{2} \quad (1)$$

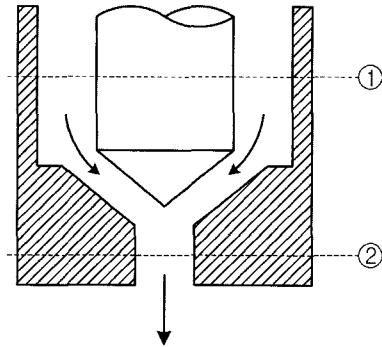


Fig. 1 Schematic diagram of liquid fuel flow in an injector

위 식 (1)로부터 오리피스를 통과하는 유량을 구하기 위해서 다음과 같이 가정하면, 인젝터의 연료 분사율은 다음 식 (2)와 같이 구할 수 있다.

- 비압축성이다. ( $\rho_1 = \rho_2$ )
- ①과 ②의 높이차는 무시할 수 있다. ( $h_1 \cong h_2$ )
- ①과 ②에서의 유량은 같다. ( $V_1 A_1 = V_2 A_2$ )

$$\dot{m}_{f,i} = C_D A_2 \sqrt{\frac{2 \rho_f \Delta p}{1 - (A_2/A_1)^2}} \quad (2)$$

여기서, 유량계수(CD)는 LPG 액상분사시험으로부터 구하는 값이다. 식 (2)로부터 정적연료분사율은 연료밀도와 분사압력차의 함수임을 알 수 있다.

### 2.2 온도와 압력의 영향

외부 기온 및 엔진으로부터의 열전달에 의하여 연료의 온도가 변화되면 이로 인하여 연료 밀도가 증감된다. 또한 인젝터의 분사압력이 일정하더라도 분사출구 압력은 엔진의 운전조건에 따라 다양하게 변동된다. 연료온도, 분사압력차 등의 임의 분사조건에서 연료분사율을 기본 분사조건에서의 기본분사율 함수로 나타내면 다음 식 (3)과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{m}_{f,i} = \dot{m}_{f,base} \cdot F_{f,\rho(T)} \cdot F_{f,\Delta p} \quad (3)$$

여기서, 기준 온도 및 기준 압력차에서의 기본 분사율은 다음 식 (4)와 같이 표현된다.

$$\dot{m}_{f,base} = C_D A_2 \sqrt{\frac{2 \rho_{f,base} \Delta p_{f,base}}{1 - (A_2/A_1)^2}} \quad (4)$$

임의 온도에서 밀도변화에 대한 연료 분사율 보정계수는 다음 식 (5)와 같이 밀도비의 제곱근으로 나타내었다.

$$F_{f,\rho(T)} = \sqrt{\frac{\rho_{f,i}}{\rho_{f,base}}} \quad (5)$$

분사압력차 변화에 대한 연료분사율 보정계수는 다음 식 (6)과 같이 분사 압력차비의 제곱근으로 표현하였다.

$$F_{f,\Delta p} = \sqrt{\frac{\Delta p_{f,i}}{\Delta p_{f,base}}} \quad (6)$$

LPG의 주성분인 부탄과 프로판에 대하여 밀도변화를 근거로, 임의 온도에서의 밀도변화에 대한 분사율 보정계수 구해보면 Fig. 2와 같다. 각각의 그래프는 기준 온도( $t_{f,base}=0^\circ\text{C}, 20^\circ\text{C}, 40^\circ\text{C}$ )에서 임의 온도( $-30^\circ\text{C} \sim +60^\circ\text{C}$ )에 대한 분사율 보정계수를 표시하였다. 연료온도가 낮을수록 밀도가 커져서 보정계수가 증가함을 보여주고 있으며, 프로판이 부탄에 비하여 밀도변화가 크므로 보정계수 변화량이 더 크게 나타났다.

Fig. 3은 분사 압력차( $\Delta p_{f,base}=5, 10, 15, 20\text{kg}_f/\text{cm}^2$ )에 대한 연료량 보정수를 그래프로 나타낸 것이다. 인젝터의 연료분사압력은 LPG 연료통의 포화증기압과 연료펌프에서의 승압을 더한 값이며, 포화증

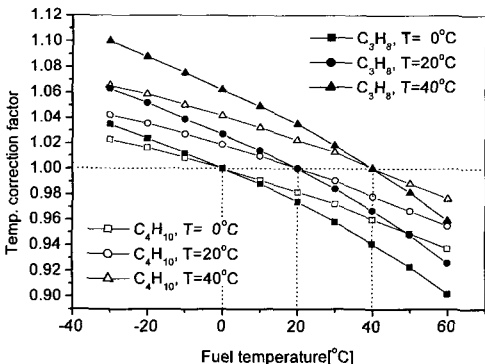


Fig. 2 Temperature correction factor ( $F_{f,\rho(T)}$ ) vs. fuel temperature for various LPG

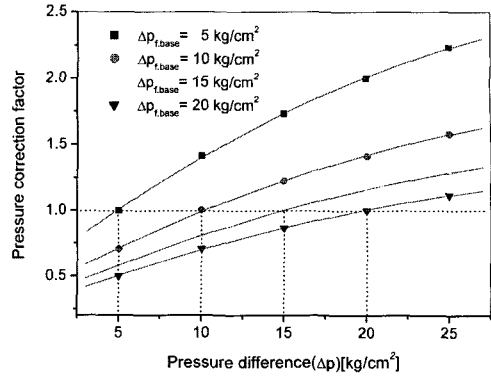


Fig. 3 Pressure difference correction factor ( $F_{f,\Delta p}$ ) vs. pressure difference

기압은 연료온도에 따라 변화되므로 계절에 따라 온도변화가 심한 국내의 운전조건을 충족하기 위해서는 인젝터의 연료분사량에 영향을 미치는 여러 가지 분사압력차에 대한 자료를 확보할 필요가 있다. 다양한 기준압력 차에 대하여 임의의 분사압력차 상승에 따라 압력보정계수가 증가하고 있으며, 기준압력차가 클수록 임의압력차에 대한 압력보정계수가 완만하게 변화되는 경향을 보여주고 있다.

### 3. 연료 분사량 보정 제어

#### 3.1 연료분사량과 분사기간

LPG 액상분사엔진에서 다양한 분사조건 변화의 고려하여 정밀한 연료분사량을 결정하기 위해서는 최종적으로 분사기간을 제어함으로써 가능하다.

따라서 보정이 필요한 다양한 분사조건에 대한 여러 가지 보정계수들은 보정분사기간으로 변환되어야 한다. 임의조건에서 분사되는 정적 연료분사량은 다음 식 (7)과 같이 분사기간에 비례하며, 기본조건에서 분사되는 인젝터의 기본분사량도 다음 식 (8)과 같이 표기할 수 있다.

$$m_{f,i} = \dot{m}_{f,i} \cdot t_{f,i} \quad (7)$$

$$m_{f,base} = \dot{m}_{f,base} \cdot t_{f,base} \quad (8)$$

엔진회전수 및 부하가 일정한 동일한 운전조건일 경우에 연료온도와 분사압력차가 변화되더라도, 공연비를 일정하게 유지시키기 위해서는 동일한 연료량이 분사되어야 하므로 다음 식 (9)와 같은 관계가

성립될 필요가 있다.

$$m_{f,i} = m_{f,base} \quad (9)$$

따라서 식 (7)과 식 (8)을 식 (9)에 대입하면 식 (10)과 같고, 식 (10)으로부터 임의 분사조건에서의 분사시간은 식 (11)과 같이 기본분사시간과 연료분사율비의 곱으로 유도할 수 있다.

$$\dot{m}_{f,i} \cdot t_{f,i} = \dot{m}_{f,base} \cdot t_{f,base} \quad (10)$$

$$t_{f,i} = \frac{\dot{m}_{f,base}}{\dot{m}_{f,i}} \cdot t_{f,base} \quad (11)$$

그리고 식 (3)에서 기본연료분사율과 임의조건에서의 연료분사율비는 온도보정계수와 압력차보정계수의 곱의 역수이므로, 식 (11)은 다시 식 (12)로 표현할 수 있다.

$$t_{f,i} = \frac{1}{F_{f,\rho(T)} \cdot F_{f,\Delta p}} \cdot t_{f,base} \quad (12)$$

### 3.2 인젝터 구동전압 보정

인젝터의 구동전압 변화는 인젝터의 슬레노이드 코일에서 발생하는 자계강도를 변화시키므로, 니들 (needle)에 작용하는 힘이 변동되어 니들 개방지연 시간이 증감되므로 연료분사량에 영향을 미친다.<sup>6)</sup> 정상상태 운전조건에서 인젝터 구동전압이 변화되더라도 일정한 공연비를 유지되기 위해서는, 임의 구동전압에서의 연료분사량과 기준전압에서의 연료분사량이 동일하게 분사되어야 한다. 구동전압 변화에 의한 연료분사량 변동은 분사시간을 제어하여 보정할 수 있다.

임의 구동전압에서 1회에 분사되는 연료량은 다음 식 (13)과 같이 임의 연료분사율과 임의 분사시간의 곱으로 나타낼 수 있다. 특정한 기준전압에서 1회에 분사되는 인젝터의 기본분사량도 다음 식 (14)와 같이 기본분사율과 기본분사시간의 곱으로 표기할 수 있다.

$$m_{f,V_i} = \dot{m}_{f,V_i} \cdot t_{f,V_i} \quad (13)$$

$$m_{f,Vbase} = \dot{m}_{f,Vbase} \cdot t_{f,Vbase} \quad (14)$$

동일한 운전조건에서 구동전압이 변화되더라도,

공연비를 일정하게 유지시키기 위해서는 동일한 연료량이 분사되어야 하므로 다음 식 (15)와 같은 관계가 성립될 필요가 있다.

$$m_{f,V_i} = m_{f,Vbase} \quad (15)$$

따라서 식 (13)과 식 (14)를 식 (15)에 대입하여 정리하면, 임의 구동전압에 대한 연료의 분사시간은 식 (16)과 같이 기본분사시간과 구동전압에 대한 연료분사율비의 곱으로 유도할 수 있다.

$$t_{f,V_i} = \frac{\dot{m}_{f,Vbase}}{\dot{m}_{f,V_i}} \cdot t_{f,Vbase} \quad (16)$$

식 (16)으로부터 임의 분사조건에서의 연료분사량과 기본 연료분사량의 비율을 다음 식 (17)과 같이 전압보정계수로 표시하면, 임의 구동전압에 대한 인젝터의 연료분사시간은 식 (18)로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\dot{m}_{f,V_i}}{\dot{m}_{f,Vbase}} = F_{f,V_i} \quad (17)$$

$$t_{f,V_i} = \frac{1}{F_{f,V_i}} \cdot t_{f,base} \quad (18)$$

위 식 (17)에서 인젝터 구동전압 보정계수는 동일한 분사시간 동안에 구동전압만 변화시키면서 실제 연료분사량을 측정하여 실험적인 방법으로 구할 수 있다.

### 3.3 인젝터 분사제어 알고리즘

분사조건(연료온도, 분사압력차, 구동전압) 변화에 대한 분사시간은 식 (12)가 구동전압 변화를 고려하지 않은 분사시간이므로, 식 (18)과 비교하여 구동전압 보정계수를 적용하여 구할 수 있다.

$$t_{f,i} = \frac{1}{F_{f,\rho(T)} \cdot F_{f,\Delta p} \cdot F_{f,V_i}} \cdot t_{f,base} \quad (19)$$

위 식 (19)의 인젝터 분사시간 산출식을 연료분사제어기(fuel injection controller)에 적용하기 위하여 블록선도로 나타내면 Fig. 4와 같다. 정상상태 엔진 운전조건에서 엔진회전수 및 매니폴드압력 변동에 따라 인젝터 기준 분사시간이 결정되고, 각각의 분사조건에 따라 구해진 보정계수를 구하고, 보정계수의 역수를 곱하여 인젝터의 분사시간을 산출한다.

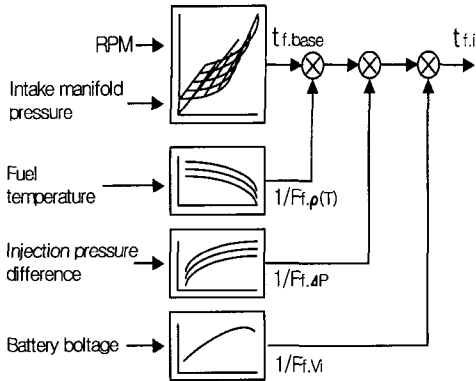


Fig. 4 Block diagram of fuel injection control in an engine management system (EMS)

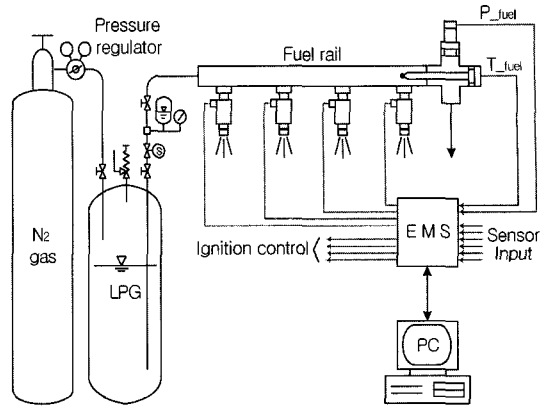


Fig. 6 Schematic diagram of a fuel injection control system in an experimental setup

#### 4. 시험 및 결과

##### 4.1 시험장치 및 시험방법

LPG 액상분사 엔진에서 연료온도, 분사압력차 및 구동전압에 대한 분사량 변동을 고찰하고, 이 연구에서 제시한 분사량 보정방법의 타당성을 검증하기 위하여 Fig. 5와 같이 시험장치를 구성하였다. 시험대상 엔진은 1500cc이며, LPG가 액체상태로 흡기 포트에 분사되도록 연료분사장치를 설계제작하였다. 회전속도와 부하는 엔진동력계로 제어된다.

Fig. 6은 시험장치 중에서 연료분사 및 제어장치의 구조를 보여주고 있다. 인젝터는 가솔린엔진 (1500cc, MPI)의 인젝터를 사용했으며, 분사압력은 고압질소가스로 조정된다. 연료온도와 분사압력을 측정하기 위한 센서들을 연료분배관(fuel-rail)에 설치하였다. 연료 및 점화시기는 엔진제어장치(EMS)에서 제어되며, PC를 통하여 실시간 제어가 가능하

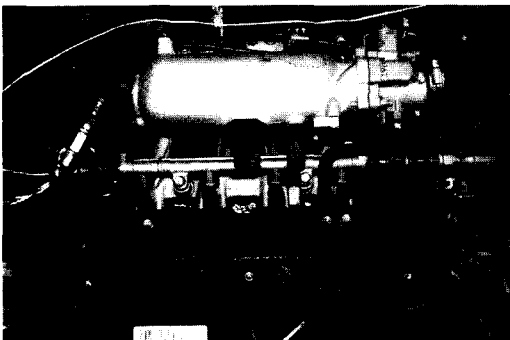


Fig. 5 An Experimental setup for an LPG liquid injection system

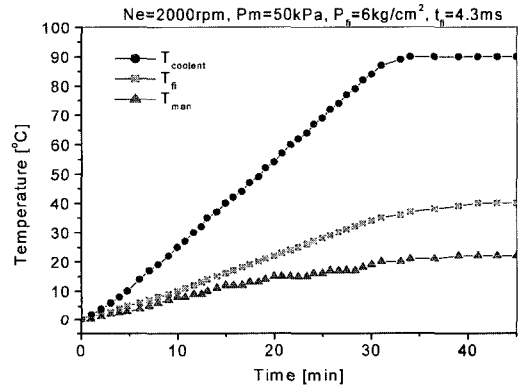


Fig. 7 Temperature variations in test engine

다. 연료분사량은 흡입공기량과 배기관에서의 공연비(Motec A/F meter)값을 이용하여 추정하였다.

##### 4.2 기본시험 및 구동전압 변동 시험

Fig. 7은 정상상태 엔진조건(2000rpm,  $p_m=50kPa$ )에서 엔진의 시동 후부터 냉각수 온도가 적정 온도 ( $T_{coolant} = 90^\circ C$ )에 도달할 때까지의 냉각수, 연료 및 흡입공기의 온도변화이다. 연료온도는 초기  $0^\circ C$ 로부터 엔진의 온도상승에 따라 엔진 구성품들로부터의 열전달에 의해 연료온도가 상승하였으며, 최종  $40^\circ C$ 를 유지하였다. 따라서 엔진 냉각수 온도를  $90^\circ C$ 로 일정하게 제어하고, 이에 따라 연료온도가  $40^\circ C$ 로 일정할 때 기본 연료분사시간을 구하였다.

Fig. 8은 식 (12)에서 각각의 엔진 운전조건에 대한 기본분사시간( $t_{f,base}$ )을 구한 것이다. 시험 결과는

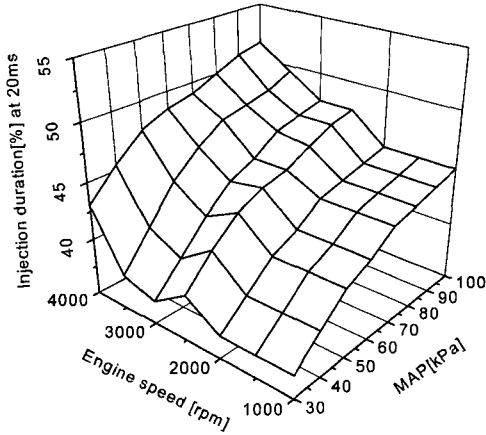


Fig. 8 Base injection duration at  $\lambda=1.0$ ,  $T_f=40^\circ\text{C}$

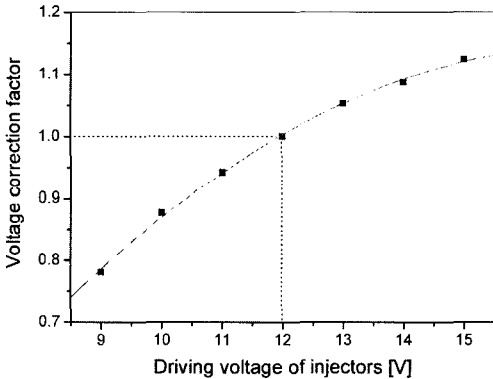


Fig. 9 Voltage correction factor vs injection voltage

정상상태( $T_{\text{coolant}}=90^\circ\text{C}$ ,  $\lambda=1.0$ ,  $V_i=12\text{V}$ )에서 연료압력은  $6.0\text{kg}/\text{cm}^2$ , 연료온도가  $40^\circ\text{C}$ 일 때, 엔진회전수와 매니폴드 압력 변화에 대한 인젝터의 기본분사기간을 보여주고 있다. 엔진회전수와 매니폴드 압력이 증가할수록 기본분사기간이 증가하고 있으며, 다른 SI엔진들과 유사한 형태를 보여주고 있다.

Fig. 9는 인젝터 구동전압에 대한 연료분사량 변동을 분석하기 위하여, 엔진의 운전조건( $N_e=2000\text{rpm}$ ,  $P_m=50\text{kPa}$ ) 및 연료분사조건( $T_f=40^\circ\text{C}$ ,  $P_f=6.0\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  $t_f=4.3\text{ms}$ )을 일정하게 유지하고, 인젝터의 구동전압만 변화시키면서 공연비와 연료분사량을 분석하였다. 인젝터의 구동전압은 축전지와 분리하고 별도의 전원공급기(power supply)를 이용하여, 9~15V( $12\pm 3\text{V}$ )까지 조정하였다. 인젝터 구동전압 변화(9~15V)에 따라 구동전압 보정계수는 0.781~

1.124까지 변화 되는 것을 보여주고 있다. 연료분사량 보정계수 변화는 구동전압에 따라 비선형 2차 다항식의 형태를 보여주고 있으며, 구동전압 증가에 따라 인젝터의 솔레노이드 코일에서 발생하는 자계강도가 증가되어, 니들(needle)의 개방지연시간이 감소되고 있음을 확인할 수 있다.

### 4.3 과도상태 공연비 제어시험

과도상태 엔진시험은 정속 및 일정부하 운전조건에서 스로틀을 급변동(tip-in and tip-out)시키면서 공연비의 변화량을 측정하였다. 과도상태 시험조건은 비교적 짧은 기간동안의 시험이므로 연료온도, 구동전압은 일정하게 고정하였다( $T_f=40^\circ\text{C}$ ,  $V_i=12\text{V}$ ).

#### 1) 정속(constant engine speed) 상태의 시험

Fig. 10은 엔진 회전수가 일정( $N_e=2000\text{rpm}$ )할 때 스로틀을 급변동시키면서 공연비 제어성능을 측정 한 것이다. 스로틀 변화( $16.3\sim 31.7^\circ$ )에 따라, 상대 공연비는 스로틀 급변동 부근에서 크게 변화(open-loop :  $0.82\sim 1.14$ , close-loop :  $0.89\sim 1.11$ )되었으며, 스로틀이 일정한 구간에서는 변화(open-loop :  $1.0\pm 0.025$ , close-loop :  $1.0\pm 0.02$ )로 작게 나타났다.

#### 2) 일정 부하(constant load torque) 상태의 시험

Fig. 11은 엔진 동력계의 부하토크가  $5\text{kg}\cdot\text{m}$ 로 일

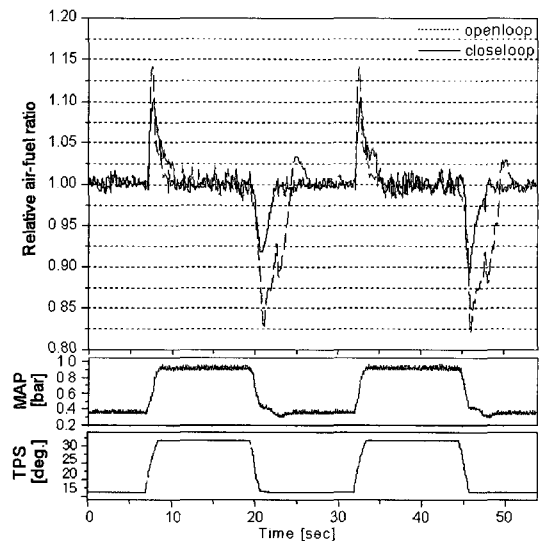


Fig. 10 Rel. A/F control at constant engine speed ( $N_e=2000\text{rpm}$ )

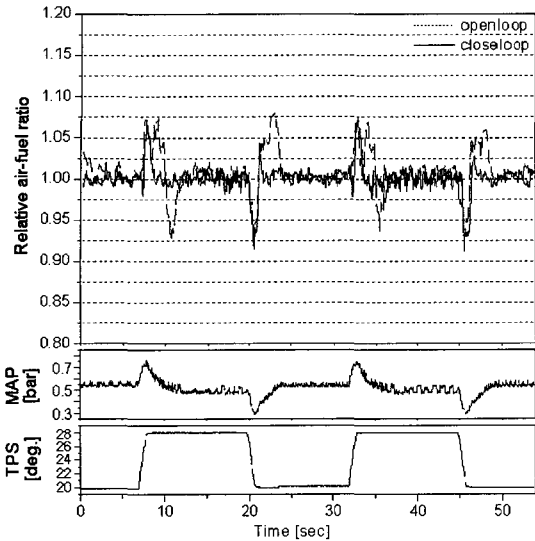


Fig. 11 Rel. A/F control at constant load torque (load torque=5kg·m)

정할 때 스로틀을 급변동시키면서 공연비 제어성을 측정해본 것이다. 스로틀 변화(19.9~28.1도)에 따라 상대공연비는 스로틀급변동 부근에서 크게 변화(openloop : 0.92~1.08, closeloop : 0.93~1.075)되었으며, 스로틀이 일정한 구간에서는 변화(openloop : 1.0±0.02, closeloop : 1.0±0.02)가 작게 나타났다.

위의 과도상태 엔진시험 결과로부터 스로틀 급변동 순간들을 제외한 정상구간에서 상대공연비 한계범위( $\lambda=1.0\pm 0.02$ ) 이내에서 제어되었다. Closeloop 제어기의 경우에는 Openloop 제어기에 비하여 상대공연비 변화량과 한계범위 이내로 수렴하는 시간도 현저히 감소하였다. 스로틀 급변동 구간에서는 상대공연비가 크게 증가하는 것은 통상의 SI-PFI 엔진에서 발견되는 현상이며, 향후 이에 대한 분석과 정밀한 공연비제어가 요구된다.

### 5. 결론

LPG 액상분사 엔진에서 연료분사량에 영향을 주는 분사조건에 대한 연구와 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 인젝터의 연료분사량을 변동시키는 분사조건(연료온도, 분사압력차, 구동전압)의 영향을 고찰하였으며, 분사조건에 따른 분사량 변동을 보

정계수의 함수로 표현하였다.

- 2) 분사조건과 연료분사량 변화에 대한 연구를 바탕으로 연료분사량을 제어하기 위한 연료분사 제어기의 분사기간 제어 알고리즘을 제시하였다.
- 3) 자체 설계/제작한 LPG 액상연료 분사장치를 장착한 실제 엔진시험에서는 정상상태 및 과도상태 운전조건에서 LPG 액상분사엔진이 원활하게 작동됨을 확인할 수 있었다.
- 4) 과도상태 공연비제어를 위한 엔진시험에서 이 연구에서 제시한 분사량 보정제어 알고리즘을 적용한 결과, 비교적 일정한 공연비( $\lambda=1.0\pm 0.02$ )를 유지하였다.

위 연구결과들로부터 분사조건변화에 대한 연료분사량 보정 및 제어방법이 적절함을 알 수 있었으며, 향후 유해배출가스를 줄이기 위한 공연비제어 알고리즘 개발에 관한 연구를 진행하고자 한다.

### 후 기

위 연구는 진주산업대학교의 연구장려금으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

### References

- 1) R. Sierens, "An Experimental and Theoretical Study of Liquid LPG Injection," SAE 922363, 1992.
- 2) B. R. Lutz, R. H. Stanglmaier, R. D. Matthews, J. T. Cohen and R. Wicker, "The Effects of Fuel Composition, System Design, and Operating Conditions on In-System Vaporization and Hot Start of a Liquid-Phase LPG Injection System," SAE 981388, 1998.
- 3) J. C. Kim, G. B. Cho and D. S. Jeong, "Characteristics of Spray and Combustion in Direct Injection LPG Engine According to Combustion Chamber Shapes," 2000 KSAE Spring Conference Proceeding, Vol.I, pp.73-78, 2000.
- 4) Vialle Alternative Fuel Systems BV (<http://www.vialle.nl/>)
- 5) B. J. Han, C. U. Kim, K. Y. Kang and C. S. Lee, "The Effect of Intake Ratios on Combustion

**Various Injection Conditions and Fuel Control of an LPG Liquid Injection Engine**

Performance in a Heavy-Duty LPG Engine,”  
Transactions of KSAE, Vol.9, No.5, pp.46-53,  
2001.

6) S. W. Cho and K. D. Min, “Injector Control Logic  
for a Liquid Phase LPG Injection Engine,” Trans-  
actions of KSAE, Vol.11, No.5, pp.15-21, 2003.