

LPG 액체분사엔진의 공연비제어에 관한 기초 연구

심한섭*, 선우명호**, 송창섭**

A Fundamental Study of Air-Fuel Ratio Control on LPG Liquid Injection Engines

Hansub Sim*, Myoungho Sunwoo**, Changeop Song**

ABSTRACT

Liquefied petroleum gas (LPG) is used in spark ignition (SI) engines. Fuel injection rate of an injector is affected by fuel temperature and pressure in LPG liquid injection systems for either a multi-point-injection (MPI) or a direct injection (DI) engine. Even fuel injection conditions are varied, the air-fuel ratio should be accurately controlled to reduce exhaust emissions.

In this study, a correction factor for the fuel injection rate of an injector is derived from density ratio and pressure difference ratio. A compensation method of injected fuel amount 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 for a full range of engine speed and load condition, and the air-fuel ratio is accurately controlled by the proposed correction factor.

Key Words : Liquefied petroleum gas (액화석유가스: LPG), Liquid injection system (액체분사장치), Fuel Injection control (연료분사제어), Air-fuel ratio control (공연비제어), Correction factor (보정계수)

기호설명

A : 면적(area), m²
 F : 보정계수(compensation factor)
 h : 높이(height), m
 M : 몰분율(mole fraction)
 m : 질량(mass), kg
 \dot{m} : 질량유량율(mass flow rate), kg/sec
 p : 압력(pressure), kPa
 γ : 비중(specific gravity)
 T : 온도(temperature), K
 t : 시간(time), sec

v : 속도(velocity), m/sec
 ρ : 밀도(density), kg/l

하첨자

i : 임의 조건 또는 상태
 base: 기본 조건 또는 상태
 f : 연료(fuel)
 b : 부탄(butane)
 p : 프로판(propane)

“ 2002 년 1 월 2 일 접수
 * 한양대학교 대학원
 ** 한양대학교 기계공학부

1. 서론

LPG 는 연소특성이 우수한 청정연료로서 자동차의 대체연료로 많이 사용되어져 왔다. LPG 자동차들은 스토를 전면의 믹서에서 혼합기가 형성되는 믹서방식이 대부분이나, 최근에는 다점분사(multi-point injection: MPI) 또는 가솔린 직접분사(GDI)와 같이 실린더 내부로 액체연료를 직접분사(direct injection : DI)하는 LPG 액체연료분사에 대한 연구들이 활발히 시도되고 있다.^(1,2,3)

다점분사식 LPG 액체분사 엔진의 동력성능은 가솔린엔진과 비슷한 수준이며, 배기가스는 상대적으로 적은 것으로 나타났다.⁽⁴⁾ 또한 대형 디젤엔진을 LPG 액체분사엔진으로 개발한 연구에서는 동력성능이 디젤엔진보다 우수하며, 배출가스중의 유해물질의 저감효과가 크고, 특히 미연탄소가 거의 배출되지 않는 것으로 나타났다.⁽⁵⁾

반면에 엔진 구성부품으로부터의 열전달에 의한 연료온도 상승으로 LPG 가 기화되어 연료공급 중단현상(vapor lock)이 발생할 우려가 있으며, 인젝터에서 연료가 분사되어 기화될 때 다량의 기화열을 흡수하므로 공기중의 수분 또는 연료가 응결(icing)되는 현상이 발생할 수 있다.⁽¹⁾ 이와 문제점에 대한 대책으로는 연료기화 방지를 위해 연료를 고압으로 유지하면서 순환시킬 필요가 있으며, 응결현상을 방지하기 위해서는 인젝터 분사출구에 단열성이 우수한 분사보조기를 장착하는 방법이 강구되고 있다.⁽⁴⁾

LPG 액체연료가 인젝터에서 분사될 때의 연료 분사량은 분사기간, 밀도, 분사압력, 인가전압 및 구동방법 등에 따라 변동된다. 이들 중에서 LPG 의 액체 밀도는 온도에 따라 많은 영향을 받으므로, 계절에 따른 온도변화 또는 엔진 구성품으로부터의 열전달에 의한 연료의 온도변화 등이 고려될 필요가 있다. 또한 LPG 탱크에서의 포화증기압은 온도에 따라 변동이 크며, 연료분사장치 내부에서 연료기화를 방지하기 위하여 분사압력을 포화증기압보다 높게 유지할 필요가 있으므로, 인젝터의 분사압력은 포화증기압에 따라 변동된다.

그러므로, 연료분사량에 영향을 미치는 연료온도와 분사압력 등의 분사조건들의 영향을 고찰하고, 연료분사제어기의 설계시에 분사조건에 따라 연료분사량 보정을 위한 분사제어 알고리즘을 개발할 필요가 있다.

2. LPG 의 밀도 및 포화증기압 특성

자동차 연료로 사용되는 LPG 의 주성분은 부탄(C₄H₁₀)과 프로판(C₃H₈)이며, 부탄은 n-부탄과 i-부탄으로 구성되어 있다. 이들은 액체상태에서 다음 식(1)과 같이 밀도가 변화된다.⁽⁶⁾

$$\rho_f = \frac{1}{\frac{W_p}{\rho_p} + \frac{W_{nb}}{\rho_{nb}} + \frac{W_{ib}}{\rho_{ib}}} \quad (1)$$

Fig. 1 은 부탄과 프로판의 밀도변화를 나타낸 것으로, 온도(-30~60℃)에 따라 밀도변화는 부탄(n-C₄H₁₀)이 0.621~0.528 까지, 프로판의 밀도는 0.554~0.430 까지 변화됨을 보여주고 있다. 조성이 변화될 때, LPG 의 액체 밀도는 연료온도 20℃에 대하여 0.501~0.578 까지 변화됨을 보여주고 있다. 국내 LPG 연료 중에 프로판의 함량이 30% 미만인 것을 고려하면⁽⁷⁾ 조성에 따른 밀도변화는 0.5~0.6 까지 변화되는 것을 알 수 있다.

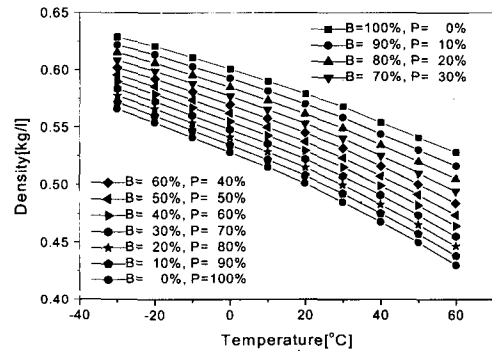


Fig. 1 Density vs. temperature for the LPG

연료탱크의 LPG 연료는 온도와 조성에 따라 다음 식(2)과 같이 기체와 액체연료가 공존하는 포화증기압력을 유지하고 있다.⁽⁶⁾

$$p_f = M_p p_p + M_{nb} p_{nb} + M_{ib} p_{ib} \quad (2)$$

Fig. 2 는 프로판, 부탄 조성이 다른 LPG 의 포

화증기압을 온도변화에 따라 그래프로 나타내었다. 포화증기압은 프로판의 함량이 많을수록 증가하며, 온도가 높을수록 크게 나타나고 있다. 국내의 차량용 LPG 연료는 주로 부탄이며, 겨울철 연료공급 및 연소특성을 향상시키기 위하여 프로판의 함량이 30% 정도까지 증가된다는 것을 고려하면 포화증기압의 변화는 0.2~5.5kg/cm² 까지 변화된다는 것을 알 수 있다.

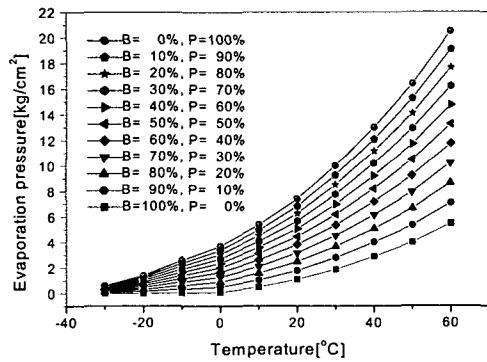


Fig. 2 Evaporation pressure vs. temperature for various LPG contents

3. 연료 분사량과 온도 압력의 영향

3.1 인젝터의 연료 분사량

인젝터에서 연료의 유동을 Fig. 3 과 같이 오리피스(orifice)를 통과하는 유체로 가정하면, 이에 대한 베르누이(Bernoulli) 방정식은 다음 식(3)과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁸⁾

$$r_1 h_1 + p_1 + \rho_1 \frac{V_1^2}{2} = r_2 h_2 + p_2 + \rho_2 \frac{V_2^2}{2} \quad (3)$$

위 식(3)으로부터 오리피스를 통과하는 유량을 구하기 위해서는 다음과 같은 가정이 필요하다.

$$\rho_1 = \rho_2 \quad (4-1)$$

$$h_1 = h_2 \quad (4-2)$$

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 \quad (4-3)$$

식(4-1)은 인젝터에서 연료의 유동을 비압축성으로 가정한 것이며, 식(4-2)은 Fig. 2 에서 ①과 ②의 높이차는 아주 작아서 무시할 수 있고, 식(4-3)은 ①과 ②에서의 유량이 동일하다고 가정한 것으로 연속방정식(continuity equation)을 나타낸 것이다

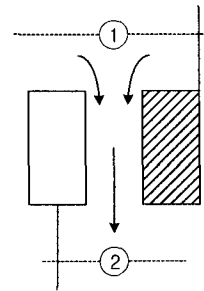


Fig. 3 Schematic diagram of liquid fuel flow in an injector

LPG 액체 분사시험으로부터 구한 유량계수(discharge coefficient : C_D)를 적용하고, 식(4)의 가정들을 대입하면, 인젝터의 연료분사량은 다음 식(5)와 같이 구할 수 있다.^(9,10) 식(5)로부터 인젝터에서 분사되는 연료의 정적 분사율은 밀도와 압력차의 함수로 표현된다.

$$\dot{m}_{f,i} = C_D A_2 \sqrt{\frac{2\rho_f \Delta p}{1 - (A_2/A_1)^2}} \quad (5)$$

3.2 온도와 압력의 영향

외부 기온 및 엔진으로부터의 열전달에 의하여 연료의 온도가 변화되며, 이로 인하여 연료 밀도가 변화된다. 또한 인젝터의 분사압력 및 분사출구 압력은 엔진의 운전조건에 따라 다양하게 변동되므로, 식(5)으로부터 연료의 분사조건에 따라 연료분사량이 변동된다는 것을 알 수 있다.

분사조건(연료온도, 분사압력)이 인젝터의 연료 분사량에 미치는 영향을 분석하기 위하여, 임의 분사조건에서 연료분사율을 기본 분사조건에서의 기본분사율 함수로 나타내면 다음 식(6)과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{m}_{f,i} = \dot{m}_{f,base} \cdot F_{f,\rho(T)} \cdot F_{f,\Delta p} \quad (6)$$

여기서, 기준 온도 및 기준 압력차에서의 기본 분사량은 식(5)과 같은 형태로서 다음 식(7)으로 표현된다.

$$\dot{m}_{f,base} = C_D A_2 \sqrt{\frac{2\rho_{f,base}\Delta p_{f,base}}{1-(A_2/A_1)^2}} \quad (7)$$

임의 온도에서 밀도변화에 대한 연료 분사량 보정계수는 다음 식(8)과 같이 밀도비의 제곱근으로 나타내었다.

$$F_{f,\rho(T)} = \sqrt{\frac{\rho_{f,i}}{\rho_{f,base}}} \quad (8)$$

분사압력차 변화에 대한 연료분사량 보정계수는 다음 식(9)과 같이 분사 압력차비의 제곱근으로 표현하였다.

$$F_{f,\Delta p} = \sqrt{\frac{\Delta p_{f,i}}{\Delta p_{f,base}}} \quad (9)$$

LPG의 주성분인 부탄과 프로판에 대하여 Fig. 1의 밀도변화를 근거로, 임의 온도에서의 밀도변화에 대한 분사량 보정계수, 식(8)을 구해보면 Fig. 4와 같다. 각각의 그래프는 기준 온도(0°C, 20°C, 40°C)에서 임의 온도(-30°C ~ +60°C)에 대한 분사량 보정계수를 표시하였으며, 온도변화에 대해 프로판은 ±10%, 부탄은 ±7%까지 변화되었다. 연료온도가 낮을수록 밀도가 커져서 보정계수가 증가함을 보여주고 있으며, 프로판이 부탄에 비하여 밀도변화가 크므로 보정계수 변화가 증가하였다.

Fig. 5는 분사 압력차에 대한 연료량 보정계수 식(9)을 그래프로 나타내었다. 각각의 기준압력차 ($\Delta P_{f,base}=5, 10, 20\text{kg/cm}^2$)에 대하여 임의의 분사압력차 상승에 따라 압력보정계수가 증가하고 있으며, 기준압력차가 클수록 임의압력차에 대한 압력 보정계수가 완만하게 변화되었다. 따라서 엔진으로부터의 열전달에 의한 연료의 기화현상과 압력 보정계수 변화를 고려할 때, 연료 분사장치의 허용범위에서 고압분사가 적절하다고 할 수 있다.

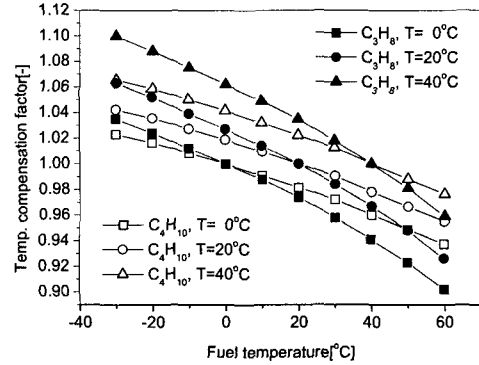


Fig. 4 Temperature compensation factor vs. fuel temperature for various LPG

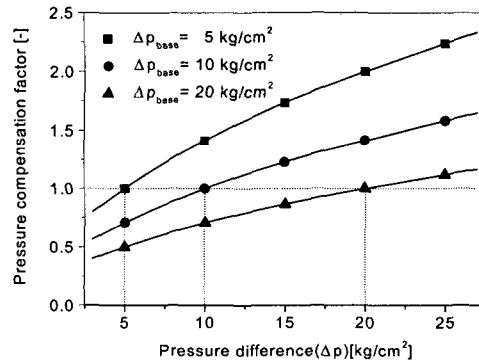


Fig. 5 Pressure compensation factor vs. pressure difference for LPG

4. 연료 분사량 보정

인젝터의 동적 분사량은 무효분사기간(분사신호의 분사개시점부터 인젝터가 열려서 실제로 분사가 진행되기까지의 기간)을 포함한 분사초기에는 매우 불규칙적이며, 분사압력, 전압 및 구동방법에 따라 크게 변화된다. 특히 무효 분사기간은 높은 분사압력과 낮은 구동전압에서 증가하는 경향이 있다. 그러므로 정밀한 공연비 제어를 위해서는 인젝터의 동적분사량이 분사기간에 비례하는 구간에서 제어될 필요가 있다.

임의 온도 및 임의 압력차에서 1 회에 분사되는 연료량은 다음 식(10)과 같이 나타낼 수 있다.

1 회에 분사되는 인젝터의 기본분사량도 다음 식 (11)과 같이 표기할 수 있다.

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

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

4.1 온도와 압력의 영향

연료 분사량에 영향을 미치는 온도와 압력의 영향을 고찰하기 위하여 식(12)과 같이 분사시간이 일정하다고 가정할 경우에 있어서, 연료온도와 분사압력차만 변화된다고 가정하면, 식(10)과 식(11)로부터 임의 분사조건에서 인젝터의 1 회 분사량은 다음 식(13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$t_{f,i} = t_{f,base} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} m_{f,i} &= \frac{\dot{m}_{f,i}}{\dot{m}_{f,base}} \cdot m_{f,base} \\ &= F_{f,\rho(T)} \cdot F_{f,\Delta p} \cdot m_{f,base} \end{aligned} \quad (13)$$

위 식(13)으로부터 분사시간이 같을 경우에는, 인젝터의 1 회 분사량은 분사율비에 비례하며, 밀도비의 제곱근과 압력차비의 제곱근에도 비례함을 알 수 있다. 또한 위 식(13)으로부터 인젝터의 1 회 연료분사량 비율은 식(14)와 같이 분사율비와 같고, 밀도비의 제곱근과 압력차비의 제곱근을 곱한 값과도 같게 된다.

$$\frac{m_{f,i}}{m_{f,base}} = \frac{\dot{m}_{f,i}}{\dot{m}_{f,base}} = \sqrt{\frac{\rho_{f,i}}{\rho_{f,base}}} \sqrt{\frac{\Delta p_{f,i}}{\Delta p_{f,base}}} \quad (14)$$

위 식(14)에서 분사율비와 밀도비 및 압력차비의 관계는 식(6)으로부터 유도할 수도 있으며, 결과적으로 같은 식으로 표현된다.

분사조건에서 분사 압력차가 동일하다면, 분사량비율은 다음 식(15)과 같이 밀도비의 함수로 표시되고, 밀도는 온도에 영향을 받으므로 연료분사

량은 온도의 함수가 된다는 것을 알 수 있다. 분사조건에서 분사 온도가 같다면 연료의 밀도가 동일하므로, 분사량비율은 다음 식(16)과 같이 압력차의 함수로 표시된다.

$$\left. \frac{m_{f,i}}{m_{f,base}} \right|_{\Delta p_{f,i} = \Delta p_{f,base}} = \sqrt{\frac{\rho_{f,i}}{\rho_{f,base}}} \quad (15)$$

$$\left. \frac{m_{f,i}}{m_{f,base}} \right|_{\rho_{f,i} = \rho_{f,base}} = \sqrt{\frac{\Delta p_{f,i}}{\Delta p_{f,base}}} \quad (16)$$

4.2 연료 분사 제어 알고리즘

동일한 운전조건에서 연료온도와 압력차가 변화되더라도, 공연비를 일정하게 유지시키기 위해서는 동일한 연료량이 분사되어야 하므로 다음 식(17)과 같은 관계가 성립될 필요가 있다.

$$m_{f,i} = m_{f,base} \quad (17)$$

따라서 식(10)과 식(11)을 식(17)에 대입하면 식(18)과 같고, 식(18)로부터 임의 분사조건에서의 분사시간은 식(19)과 같이 기본분사시간과 연료분사율비의 곱으로 표현된다.

$$\dot{m}_{f,i} \cdot t_{f,i} = \dot{m}_{f,base} \cdot t_{f,base} \quad (18)$$

$$t_{f,i} = \frac{\dot{m}_{f,base}}{\dot{m}_{f,i}} \cdot t_{f,base} \quad (19)$$

그리고 식(6)으로부터 임의조건에서의 연료분사량과 기본 연료분사량은 다음과 같이 온도보정계수와 압력차보정계수의 곱의 역수로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\dot{m}_{f,base}}{\dot{m}_{f,i}} = \frac{1}{F_{f,\rho(T)} \cdot F_{f,\Delta p}} \quad (20)$$

따라서 식(20)을 식(19)에 대입하면 온도와 압

력차가 변화될 때, 임의 분사조건에서 인젝터의 연료분사량을 보정하기 위한 분사기간은 다음 식 (21)과 같이 온도보정계수와 압력차보정계수의 함수로 나타내어진다.

$$t_{f,i} = \frac{1}{F_{f,\rho(T)} \cdot F_{f,\Delta p}} \cdot t_{f,base} \quad (21)$$

5. 시험 및 결과

5.1 시험장치 및 시험방법

LPG 액체분사 엔진에서 연료온도에 대한 분사량 변동을 고찰하고, 이 연구에서 제시한 분사량 제어방법의 타당성을 검증하기 위하여 Fig. 6 과 같이 시험장치를 구성하였다. 시험대상 엔진은 1500cc, DOHC 이며, LPG 가 액체상태로 흡기포트에 분사되도록 연료분사장치를 설계하였다. 엔진 회전속도와 부하는 엔진동력계로 제어된다.

Fig. 7 은 시험장치 중에서 연료분사 및 제어장치를 보여주고 있다. 인젝터는 가솔린엔진(1500cc, DOHC, MPI)의 인젝터를 사용했으며, 분사압력은 고압질소가스로 조정된다. 연료온도와 분사압력을 측정하기 위한 센서들을 연료분배관(fuel-rail)에 설치하였다. 연료 및 점화시기는 엔진제어장치(EMS)에서 제어되며, PC 를 통하여 실시간 제어가 가능하다. 인젝터에서 분사되는 연료량은 흡입공기량과 배기관에서의 공연비(Motec A/F meter)를 측정하여 추정하였다. 이 실험에서는 온도에 대한 연료분사량 변동만을 시험·분석하기 위하여, 인젝터의 연료 분사압력을 5kgf/cm²(게이지압력)로 일정하게 유지하였다.

이 연구에서 사용된 분사량 보정을 위한 연료량 제어기의 구조는 Fig. 8 과 같고, 이것을 식으로 표현하면 다음 식(22)과 같다.

$$t_{f,i} = (1.0 + t_{f,\rho\Delta p}) \cdot t_{f,base} \quad (22)$$

식(21)과 식(22)은 동일한 분사기간이 되어야 하므로, 식(22)에서 분사조건에 대한 연료분사량을 보정하기 위한 보정시간은 다음 식(23)과 같이 밀도비와 압력차비의 보정계수들의 함수로 나타낼 수 있다.

$$t_{f,\rho\Delta p} = \frac{1}{F_{f,\rho(T)} \cdot F_{f,\Delta p}} - 1.0 \quad (23)$$

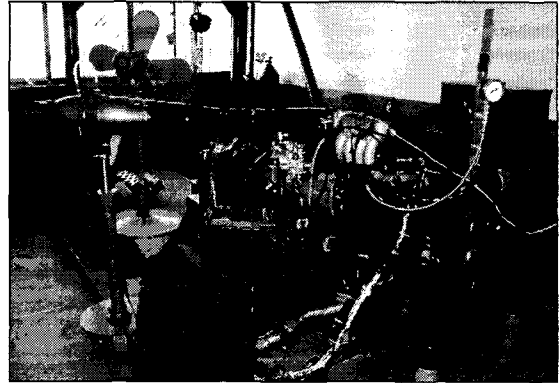


Fig. 6 Experimental setup for an LPG liquid injection engine

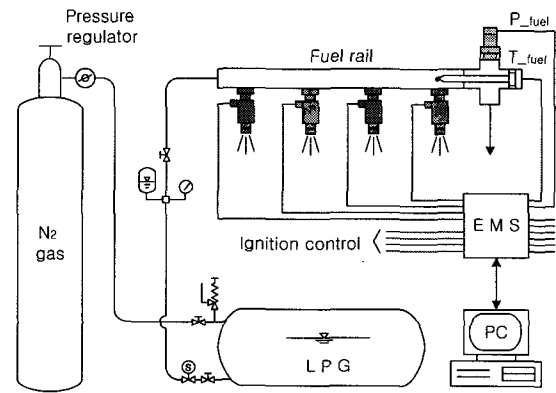


Fig. 7 Schematic diagram of a fuel injection control system in an experimental setup

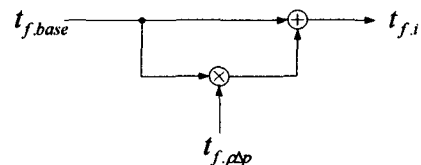


Fig. 8 Block diagram of fuel injection algorithm in an engine management system (EMS)

5.2 시험결과

Fig. 9 는 엔진의 시동 후부터 정상상태 엔진조건(2000rpm, $p_m=50kPa$)에서 냉각수 온도가 적정 온도($T_{coolent}=90^{\circ}C$)에 도달할 때까지의 온도변화를 관찰한 것이다. 연료온도는 초기 $25^{\circ}C$ 로부터 엔진의 온도상승에 따라 엔진 구성품들로부터의 열전달에 의해 연료온도가 상승하였으며, 최종적으로 $40^{\circ}C$ 를 유지하였다. 따라서 엔진 냉각수 온도를 $90^{\circ}C$ 로 일정하게 제어하고, 이에 따라 연료온도가 $40^{\circ}C$ 로 일정하게 유지될 때, 기본 연료분사량을 구하였다.

Fig. 10 은 정상상태($T_{coolent}=90^{\circ}C$, $\lambda=1.0$)에서 실험엔진의 최적점화시기(MBT)를 보여주고 있다. 점화시기는 SI-엔진들과 유사하며, 엔진회전수가 증가할수록, 매니폴드 압력이 낮을수록 최적점화시기가 진각되는 것을 보여준다.

Fig. 11 은 정상상태($T_{coolent}=90^{\circ}C$, $\lambda=1.0$)에서 연료온도가 $40^{\circ}C$ 일 때, 엔진회전수와 매니폴드 압력 변화에 대한 인젝터의 기본분사기간($t_{f,base}$)을 보여주고 있다. 기본분사기간도 다른 SI-엔진들과 유사한 형태를 보여주고 있다.

Fig. 12 는 정상상태 엔진조건($N_e=2000rpm$, $p_m=50kPa$, $T_{coolent}=90^{\circ}C$, $T_{f,base}=40^{\circ}C$)에서 분사기간에 따른 기본분사율을 측정된 것이다. 연료 분사량은 분사기간(4.5~6.5ms) 변동에 따라 선형적으로 증감됨을 보여주고 있으며, 상대공연비(λ)도 1.25~0.85로 선형적으로 변화되었다. 분사가간이 5.5ms 일 경우에 이론공연비($\lambda=1.0$)를 나타내고 있다. 따라서 위의 정상상태 시험조건에서의 기본분사기간($t_{f,base}$)은 5.5ms로 결정하였다.

Fig. 13 은 연료의 분사조건(온도) 변화를 보정한 경우와 분사조건을 고려하지 않고 일정한 분사 온도($T_{base}=40^{\circ}C$)에서의 분사기간으로 분사되었을 때, 온도변화($25\sim40^{\circ}C$)에 따른 분사기간과 상대공연비(λ)를 보여주고 있다. 인젝터의 연료분사량을 보정한 경우에는 연료온도에 따라 분사기간이 제어되고 있으므로 공연비가 비교적 일정($\lambda=1.0\pm 0.01$)하게 유지되었다. 연료 분사량을 보정하지 않고 일정한 분사기간($t_{f_i}=5.5ms$)으로 제어한 경우에는 공연비가 0.89~1.0 까지 변화되어 나타났다.

위 시험결과로부터 이 논문에서 제시한 분사 조건 중에서 연료온도에 대한 연료분사량 제어방법이 타당성이 있음을 알 수 있다.

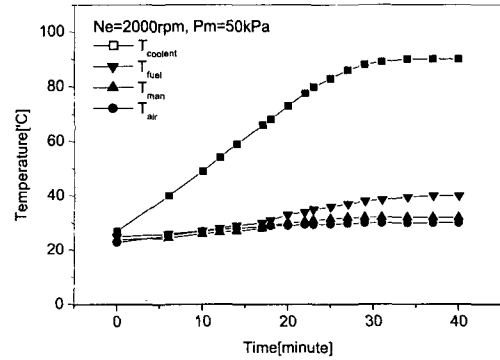


Fig. 9 Temperature variations in a test engine

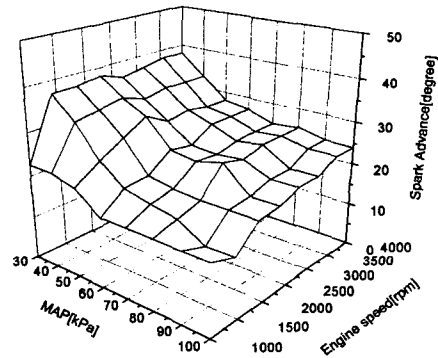


Fig. 10 Spark advance (MBT) at $\lambda=1.0$, $T_f=40^{\circ}C$

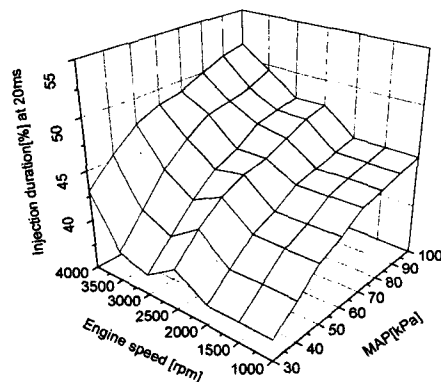


Fig. 11 Base injection duration at $\lambda=1.0$, $T_f=40^{\circ}C$

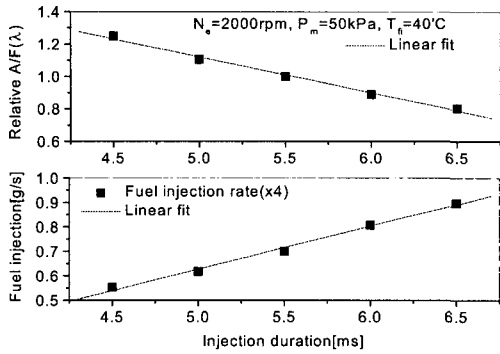


Fig. 12 Rel. A/F and base fuel injection at $T_f=40^\circ\text{C}$

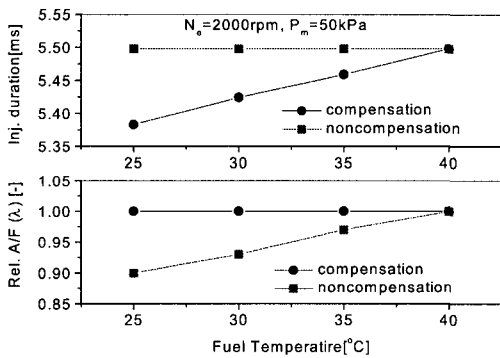


Fig. 13 Injection duration and relative A/F ratio vs. variations of fuel temperature

6. 결론

LPG 액체분사엔진에서 연료분사량에 영향을 주는 연료온도와 압력변동에 대한 연구와 온도변화 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 인젝터의 연료분사량을 변동시키는 분사조건(연료온도, 분사압력)의 영향을 이론적으로 고찰하였으며, 분사조건에 영향을 온도보정계수와 압력차보정계수의 함수로 나타내었다.

2) 분사조건과 연료분사량 변화에 대한 이론적 연구를 바탕으로 연료분사 제어기의 연료분사기간 제어 알고리즘을 제시하였다.

3) 자체 설계한 LPG 액체연료 분사장치를 적용한 엔진시험의 정상상태 운전조건에서 LPG 액체분사엔진이 원활하게 작동됨을 확인하였다.

4) 분사조건 중에서 온도변화만을 고려한 정상상태(2000rpm, $p_m=50\text{kPa}$) 엔진시험에서는 이 연구에서 제시한 분사량 보정제어 알고리즘을 적용한 결과, 연료온도가 변화되더라도 비교적 일정한 공연비($\lambda = 1.0 \pm 0.01$)를 유지하였다.

위 연구 및 실험결과들로부터 연료 온도변화에 대한 연료분사량 보정 및 제어방법이 적절함을 알 수 있었으며, 향후 분사압력 변화에 대한 분사량 변동 및 공연비 제어실험을 통하여, LPG 액체분사 엔진의 연료분사 제어알고리즘 개발에 관한 연구를 진행하고자 한다.

참고문헌

1. Sierens Ir.R, An experimental and theoretical study of liquid LPG injection, SAE922363, 1992.
2. B. R. Lutz, R. H. Stanglmaier, R. D. Matthews, Jim "Turbo" C., Ryan Wickler. The Effects of Fuel Composition, System Design, and Operating Conditions on In-System Vaporization and Hot Start of a Liquid-Phase LPG Injection System, SAE981388, 1998.
3. 김재철, 조규백, 정동수, "직접분사식 LPG 엔진의 연소실험상에 따른 분무 및 연소 특성," 한국자동차공학회 2000년도 춘계학술대회 논문집, pp. 73-78, 2000.
4. Vialle (<http://www.vialle.nl>)
5. 한병주, 김창업, 강건용, 이창식, "대형 LPG 엔진의 흡입 스웰비에 따른 연소성능에 관한 연구," 한국자동차공학회 논문집, Vol. 9, No. 5, pp. 46-53, 2001.
6. 대한공업교육학회 편저, LP 가스기술, 세문사, 1979.
7. 한국 LP 가스공업협회(www.lpgas.or.kr)
8. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988.
9. 송창섭, 이용주, 유세준, "A/T 용솔레노이드 밸브의 동특성 해석에 관한 연구," 한국정밀공학회지, 제 12 권, 제 8 호, pp. 122-130, 1995.
10. 김고도, 김수태, "전자유압 서보 유량제어밸브의 설계 및 동특성 향상에 관한 연구," 한국정밀공학회지, 제 17 권, 제 2 호, pp. 151-160, 2000.