

## 기체연료엔진의 제어시스템 설계를 위한 엔진 모델링 및 검증

심한섭<sup>\*1)</sup> · 선우명호<sup>2)</sup>

한양대학교 대학원<sup>\*1)</sup> · 한양대학교 자동차공학과<sup>2)</sup>

### Engine Modeling and Validation for Control System Design of a Gaseous-fuel Engine

Hansub Sim<sup>\*1)</sup> · Myoungcho Sunwoo<sup>2)</sup>

<sup>\*1)</sup>Graduate School of Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

<sup>2)</sup>Department of Automotive Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received 24 July 2002 / Accepted 8 October 2002)

**Abstract** : Highly accurate control of an air-fuel ratio is very important to reduce exhaust gas emissions of gaseous-fuel engines. In order to achieve this purpose, a precise engine model is required to estimate engine performance from the engine design process which is applied to the design of an engine controller. Engine dynamics are considered to develop a dynamic engine model of a gaseous-fuel engine. An effective air mass ratio is proposed to study variations of the engine dynamics according to the water vapor and the gaseous-fuel in the mixture. The dynamic engine model is validated with the LPG engine under steady and transient operating conditions. The experimental results in the LPG gaseous-fuel engine show that the estimation of the air flow and the air-fuel ratio based upon the effective air mass ratio is more accurate than that of a normal engine model.

**Key words** : Gaseous-fuel(가스연료), Compressed natural gas(CNG:압축천연가스), Liquefied petroleum gas(LPG:액화석유가스), Engine model(엔진모델), Controller(제어기), Effective air mass ratio(유효공기질량비)

#### Nomenclature

A : area, m<sup>2</sup>  
C<sub>D</sub> : discharge coefficient  
F : compensation factor  
k : specific heat ratio  
m : mass, kg  
M : molecular weight  
p : pressure, Pa  
R : gas constant, kJ/kg·K  
T : temperature, K  
Φ : compensation factor

#### Subscripts

a : air  
amb : ambient  
exh : exhaust  
f : fuel  
i : input  
m : manifold  
mix : mixture  
o : output  
PR : pressure ratio  
w : water vapor

\*To whom correspondence should be addressed.  
hansub@hanmir.com

## 1. 서론

내연기관에 사용되는 가스연료는 압축천연가스(CNG), 액화석유가스(LPG) 등은 연소특성이 우수한 청정연료로서 자동차의 대체연료로 많이 사용되고 있다.<sup>1-3)</sup> 가스연료 엔진의 연료제어시스템은 스톱/전면의 믹서에서 혼합기가 형성되는 믹서방식과 다점분사(multi-point injection: MPI)방식 등이 있으며, CNG는 이들 두가지 연료제어시스템에 모두 사용되어질 수 있으나, LPG는 고압에서 쉽게 액화되므로 저압가스연료 혼합방식이 주로 사용되고 있다.

엔진의 배기가스 저감을 위해서는 엔진의 설계단계에서부터 엔진성능을 정확하게 예측할 수 있는 엔진모델이 요구되며, 엔진제어기 설계시에도 적용되어야 한다. 가스연료 엔진의 공연비 제어성능 향상을 위한 연구는 가솔린엔진에 비해 상대적으로 미흡했으며, 가솔린엔진에서 연구되어진 제어기법들이 많이 적용되고 있다.<sup>4-9)</sup> 이러한 원인으로는 가스연료엔진이 SI-엔진으로서 구조 및 제어시스템에 있어서 가솔린엔진과 유사한 점이 많기 때문으로 여겨진다. Robert<sup>15)</sup> 등은 압축천연가스엔진에서 운전조건을 이론공연비로 가정하고, 공기분압(air partial pressure)을 이용하여 흡입공기량과 매니폴드 압력을 예측하는 방법에 관하여 연구하였다. 그러나 실제 엔진이 항상 이론공연비로 운전되는 것은 아니며, 특히 희박연소엔진에서는 모델의 정확성이 더욱 감소될 것이다. Anupam Gangopadhyay<sup>11)</sup> 등은 천연가스엔진의 흡입 공기량 모델에서 공기 중에 포함된 수분의 영향은 고려하지 않고, 단순히 연료와 공기의 함으로 가정하였다. 그러나, 실제 대기 중에는 일정량의 수분(약 4%이하)이 포함되어 있으며, 혼합기를 구성하는 각 성분기체들은 수분 및 연료의 증감에 따라 서로 영향을 받게된다.<sup>12-14)</sup> 따라서 기체연료엔진에서는 이들의 영향을 고려하여 엔진 모델을 개발할 필요가 있다.

## 2. 혼합기 형성과 흡입공기량

### 2.1 혼합기 형성과 수분·연료의 영향

스톱/전면에 믹서가 설치된 가스연료엔진에서

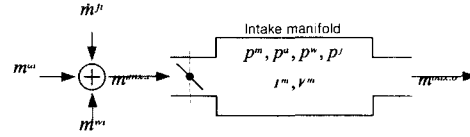


Fig. 1 Mixture formation in intake system for a gaseous fuel engine

는 Fig. 1과 같이 공기와 분사된 가스연료가 믹서에서 혼합기를 형성하면서 흡기매니폴드를 거쳐서 엔진으로 유입된다.<sup>12,13)</sup>

실제 대기 중에는 항상 수분이 존재하므로, 매니폴드로 흡입되는 혼합기량은 식 (1)과 같이 공기, 수분, 그리고 연료의 함으로 표현할 수 있다.

$$\dot{m}_{mix,i} = \dot{m}_{ai} + \dot{m}_{wi} + \dot{m}_{fi} \quad (1)$$

전체 혼합기량 중에서 순수한 공기만의 질량비를 유효공기질량비로 정의하면 다음 식 (2)와 같고, 기체방정식으로부터 분압비의 함수로도 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{m_a}{m_{mix}} &= \left( 1 + \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right)^{-1} \\ &= \left( 1 + \frac{p_w}{p_a} \frac{M_w}{M_a} + \frac{p_f}{p_a} \frac{M_f}{M_a} \right)^{-1} \end{aligned} \quad (2)$$

가스연료엔진의 동특성을 예측하는 방법으로 전체 매니폴드압력에 대한 순수 공기의 압력비인 공기분압비가 사용되기도 하였으나,<sup>10,11,14)</sup> 혼합기를 구성하는 각 성분들이 질량으로 계산되므로, 압력비(pressure ratio)보다 질량비(mass ratio)로 표현하는 것이 더 효과적일 것이다.<sup>13)</sup>

Fig. 2는 CNG의 주성분인 메탄(CH<sub>4</sub>)에 대한 유효 공기질량비를 나타낸 것이다. 혼합기 중에 연료와 수분이 증가할수록 유효공기질량비가 작아지며, 이론공연비(λ=1.0)에서도 수분의 증감(0.00~0.03)에 따라 유효공기질량비는 0.945~0.919까지 감소되는 것을 알 수 있다.

Fig. 3은 LPG의 주성분인 프로판(C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>)과 부탄(C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>)에 대한 유효공기질량비를 나타낸 것이다. 혼합기 중에 연료와 수분이 증가할수록 유효공기질량비가 작아지며, 이론공연비(λ=1.0)에서도 수분의 증감(0~0.03)에 따라 유효공기질량비는 0.939~0.914까지 감소됨을 알 수 있다.

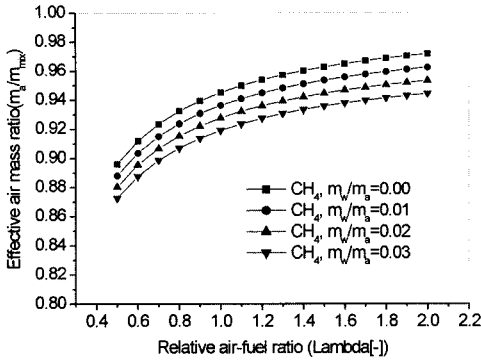


Fig. 2 Effective air mass ratio vs. rel. A/F for the methane

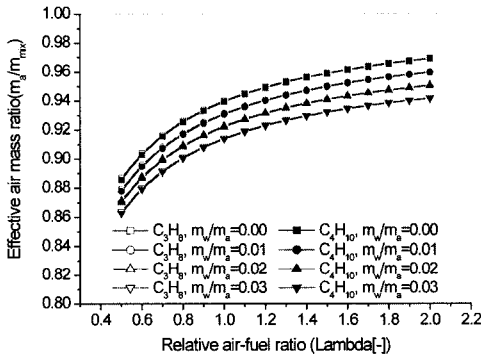


Fig. 3 Effective air mass ratio vs. rel. A/F for the LPG

이와 같이 수분과 연료에 의해 흡입공기량이 감소되므로, 흡입공기량을 증가시키기 위한 방법으로 CNG 엔진에서는 과급기가 사용되고 있으며,<sup>2,15,16)</sup> LPG엔진에서는 액체분사에 대한 연구가 진행되고 있다.<sup>17-20)</sup>

### 2.2 흡입공기량

스로틀을 통하여 매니폴드로 유입되는 혼합기 중에서 순수 공기량은 유효공기질량비를 고려하여 다음 식 (3)과 같이 나타낸다.<sup>12,13)</sup>

$$\dot{m}_{ai} = C_D \frac{A_T(\alpha) p_{amb}}{\sqrt{R_a T_{cat}}} \cdot F_{PR} \cdot F_{wf} \quad (3)$$

식 (3)에서 스로틀 유량계수(C<sub>D</sub>)는 스로틀 각도 (α)와 압력비(PR)에 대한 함수이며, 이론 공기유량에 대한 실제 공기유량이므로 실험으로부터 구할 수 있다. A<sub>T</sub>는 임의의 스로틀 각도 (α)에서 공기가 통과하는 스로틀의 유효단면적이다. 압력비 보정계

수(F<sub>PR</sub>)는 흡입공기량에 대한 압력비의 영향을 나타내는 계수로서 다음 식 (4)와 같다.<sup>21,22)</sup>

$$F_{PR} = \begin{cases} \Phi, & PR = \frac{p_m}{p_{amb}} > 0.528 \\ \Phi^*, & PR = \frac{p_m}{p_{amb}} \leq 0.528 \end{cases} \quad (4)$$

$$\Phi = \left[ \left( \frac{2k}{k-1} \right) \left( \left( \frac{p_m}{p_{amb}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_m}{p_{amb}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\Phi^* = \left[ k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

F<sub>wf</sub>는 매니폴드로 유입되는 혼합기 중에 포함된 수분과 연료량에 대한 보정계수이다. 보정계수 F<sub>wf</sub>는 식 (5)와 같이 유효공기질량비를 사용하였다.

$$F_{wf} = \frac{m_{ai}}{m_{mix}} = \left( 1 + \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right)^{-1} \quad (5)$$

### 3. 흡기 매니폴드 압력 동특성

흡기매니폴드의 압력은 단순히 공기량만으로 결정되는 것이 아니라, 혼합기를 구성하는 공기, 수분 및 연료들에 의해 영향을 받는다. 따라서 가스연료 엔진에서 매니폴드압력은 전체 혼합기량으로부터 예측되어야 한다.

매니폴드 내부의 혼합기량은 질량보존법칙으로부터 다음 식 (6)과 같이 유입량과 유출량의 차이로 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_{mix,m} = \dot{m}_{mix,i} - \dot{m}_{mix,o} \quad (6)$$

흡기매니폴드에서의 혼합기량은 공기, 수분 및 연료의 합이므로, 유효공기질량비를 이용하여 표기하면 식 (7)과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{mix,m} &= \dot{m}_{am} \left( 1 + \frac{\dot{m}_{um}}{\dot{m}_{am}} + \frac{\dot{m}_{fm}}{\dot{m}_{am}} \right) \\ &= \dot{m}_{am} \left( \frac{m_a}{m_{mix}} \right)^{-1} \end{aligned} \quad (7)$$

흡기매니폴드 내부의 혼합기 변화율은 혼합기에 대한 기체방정식을 미분하여 식 (8)과 같이 구할 수 있다. 온도변화율과 기체상수변화율은 아주 작으므로 무시할 수 있다.<sup>8,9)</sup>

$$\dot{m}_{mix,m} = \frac{d}{dt} \left( \frac{\rho_m V_m}{R_{mix} T_m} \right) = \frac{V_m}{R_{mix} T_m} \dot{\rho}_m \quad (8)$$

$$\left( \frac{\dot{T}_m}{T_m^2} \cong 0, \frac{\dot{R}_{mix}}{R_{mix}^2} \cong 0 \right)$$

그러므로 식 (7)을 식 (8)에 대입하여 정리하면 매니폴드 압력의 상태방정식은 다음 식 (9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{\rho}_m = \frac{R_{mix} T_m}{V_m} \left( \frac{m_a}{m_{mix}} \right)^{-1} (\dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao}) \quad (9)$$

매니폴드에서 실린더로 유입되는 공기량은 식 (10)과 같이 속도-밀도(speed-density)방법으로 구할 수 있다.<sup>5-9)</sup>

$$\dot{m}_{ao} = \eta_v \frac{V_d}{2} \frac{N_e}{60} \frac{\rho_m}{R_a T_m} \quad (10)$$

이때, 체적효율( $\eta_v$ )은 실제 엔진시험에서 흡입공기량을 측정하여 구하는 값이므로, 실린더로 유입되는 혼합기 중에 포함된 수분과 연료의 영향으로 공기만 유입된다고 가정한 경우 보다 다소 감소할 것으로 판단된다.

식 (10)을 식 (9)에 대입하여 정리하면, 수분과 연료의 영향을 고려한 매니폴드압력의 상태방정식은 다음 식 (11)과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{\rho}_m = \frac{R_{mix} T_m}{V_m} \dot{m}_{ai} \left( \frac{m_a}{m_{mix}} \right)^{-1} - \eta_v \frac{N_e}{120} \frac{V_d}{V_m} \rho_m \left( \frac{R_a}{R_{mix}} \right)^{-1} \quad (11)$$

식 (11)은  $R_{mix}$ ,  $m_a/m_{mix}$ ,  $R_a/R_{mix}$  등의 혼합기를 구성하는 수분 및 가스연료에 영향을 받는 인자들을 포함하고 있으므로 가스연료 엔진의 특성이 반영되었음을 알 수 있다.

#### 4. 연료분사량 및 공연비 예측

##### 4.1 연료 분사량

연료 제어 밸브를 통하여 공급되는 연료량은 다음 식 (12)과 같이 압축성 기체유동으로부터 유량계수, 단면적 및 압력비의 함수로 계산된다.

$$\dot{m}_{fi} = C_D \frac{A_{FCV} \rho_{fi}}{\sqrt{R_f T_f}} \Phi \quad (12)$$

압력비에 따른 보정계수( $\Phi$ )는 식 (4)와 같이 연료 제어 밸브 압력비가 0.528보다 크면 초음속(sonic flow) 조건이고, 0.528보다 작으면 아음속(subsonic flow) 조건이다.<sup>21-23)</sup>  $A_{FCV}$ 는 연료가 통과하는 연료제어밸브의 단면적이다.

#### 4.2 공연비 예측

흡입공기와 분사된 연료가 스로틀 전면의 믹서에서 균일한 혼합기를 형성하므로, 정상상태에서는 다음 식 (13)과 같이 혼합기 형성에서 연소후 배출시 까지 공연비는 일정하다고 할 수 있다.

$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} = \frac{\dot{m}_{ai}}{\dot{m}_{fi}} = \frac{\dot{m}_{a,cyl}}{\dot{m}_{f,cyl}} = \frac{\dot{m}_{a,exh}}{\dot{m}_{f,exh}} \quad (13)$$

그러므로, SPI-엔진에서는 공연비는 혼합기가 형성되는 믹서에서 결정되며, 흡입공기량 식 (3)을 인젝터 연료분사량 식 (12)으로 나눈 값으로 식 (14)과 같다.

$$\frac{A}{F} \Big|_{est,SPI} = \frac{\dot{m}_{ai}}{\dot{m}_{fi}} \quad (14)$$

한편, 가스연료가 흡기포트에서 분사되는 MPI-엔진에서의 공연비는 혼합기가 흡기포트에서 형성되므로 매니폴드에서 유출되어 실린더로 유입되는 공기량과 연료분사량으로부터 추정되어야 한다.

$$\frac{A}{F} \Big|_{est,MPI} = \frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_{fi}} \quad (15)$$

### 5. 토크 생성 및 엔진의 동특성

#### 5.1 토크 생성과 엔진회전

실린더 내부로 유입된 혼합기의 연소과정에서 발생된 고온고압의 연소가스 팽창력에 의한 피스톤의 왕복운동은 피스톤-커넥팅로드-크랭크축을 포함한 슬라이더-크랭크기구에 의해 토크가 발생되면서 회전운동으로 변환된다.

엔진 회전속도에 대한 상태방정식은 Newton의 운동방정식으로부터 다음 식 (16)과 같이 나타낼 수 있다.<sup>8,9)</sup> 연소에 의해서 생성되는 토크( $T_i$ )에서 마찰과 펌핑손실( $T_{f,p,a}$ ), 그리고 부하손실( $T_L$ )을 제외한 제동토크( $T_B$ )만이 엔진 회전에 영향을 미친다.

$$I_c \dot{\omega}_e = T_B - T_L = T_i - T_{f,p,a} - T_L \quad (16)$$

엔진토크 예측은 엔진으로 유입된 공기량을 기준으로 도시토크를 구하고, 엔진실험으로부터 마찰 및 흡기손실, 공연비 및 점화시기, 시간지연 등의 영향을 고려하여 실험적으로 구할 수 있다. 희박연소 엔진에서는 공연비 제어폭이 넓으므로, 공연비에 따라 변경되는 점화시기 영향도 고려되어야 할 것이다.<sup>9)</sup>

이 연구에서 엔진의 토크발생 모델은 정상상태 엔진실험으로부터 행정당 흡입공기량과 제동토크를 구하고, 제동토크 변동에 대한 공연비 및 점화시기 영향과 시간지연(time delay)을 고려하여 다음 식 (17)과 같이 모델링하였다.

$$T_B = f(m_{ac,cyl}(t - \Delta t_{IT})) \cdot \eta_\lambda(t - \Delta t_{IT}) \cdot \eta_{SA}(t - \Delta t_{ST}) \quad (17)$$

행정당 공기충전량은 1행정당 1개 실린더에 충전되는 공기질량을 의미하며, 다음 식 (18)과 같이 표현할 수 있다.

$$m_{ac,cyl} = \frac{\dot{m}_{ao}}{\frac{N_e}{120} n_{cyl}} = \eta_v \frac{V_d}{R_a} \frac{p_m}{T_m} n_{cyl} \quad (18)$$

## 5.2 엔진 동특성과 시간관계

엔진에서 특정 사건(event)에 따라 발생하는 여러 가지 상태들은 크랭크 각도와 밀접한 관계가 있으며, 크랭크 각도 변화를 시간변화로 환산하기 위해서는 식 (19)와 같은 과정이 필요하다.<sup>7)</sup>

$$\Delta t = \frac{\Delta \theta}{360} \frac{60}{N_e} = \frac{\Delta \theta}{6 N_e} \quad (19)$$

연료제어밸브에서 분사된 연료는 믹서에서 혼합기를 형성하면서 공연비를 변화시키고, 연소과정에서 토크에 영향을 미친다. 이때까지의 시간지연은 다음 식 (20)과 같다.

$$\Delta t_{IT} = \frac{\rho_f l_{f,hose} A_{f,hose}}{m_{fi}} + \frac{120(V_{mixer} + V_{man})}{\eta_{v,a} V_d N_e} \left( \frac{m_a}{m_{mix}} \right) + \{ (TDC - IC) + 45 \} \frac{1}{6 N_e} \quad (20)$$

점화시기 변화로부터 토크발생(ATDC 45도)까지의 시간지연은 다음 식 (21)과 같다.<sup>8,9)</sup> 점화지연에 영향을 미치는 점화에너지, 전극형태, 난류강도, 혼합기의 조건은 주로 연소속도에 영향을 미치므로 연소압력 상승 및 실린더 최고압력 위치등을 변동시키나,<sup>24)</sup> 점화시점으로부터 토크생성까지의 시간지연에는 영향이 아주 작다고 가정하여 연소속도 변동에 의한 점화지연의 영향은 고려되지 않았다.

$$\Delta t_{ST} = (SA + 45^\circ) \frac{1}{6 N_e} \quad (21)$$

연료 제어밸브를 통하여 공급되는 연료량은 분사된 연료가 믹서에서 혼합기를 형성하고, 엔진으로 유입되어 연소과정을 거친 후에 배기매니폴드에 설치된 산소센서에서 공연비를 검출하기까지의 시간지연을 고려하여 다음 식과 같이 계산할 수 있다.

$$\Delta t_{fi-\lambda} = \frac{\rho_f V_{fi,hose}}{m_{fi}} + \frac{120(V_{mixer} + V_{man})}{\eta_v V_d N_e} \left( \frac{m_a}{m_{mix}} \right) + \frac{120}{N_e} + \frac{\rho_{exh} V_{exh,man}}{m_{exh}} + \tau_{sensor} \quad (22)$$

## 6. 시험 및 결과

### 6.1 시험장치 및 조건

혼합기 중에 포함된 수분 및 연료의 영향을 고려한 가스연료 엔진모델의 정확성을 검증하기 위하여 LPG 가스연료엔진 및 동력계를 포함한 시험장치를 구성하였다. 시험엔진은 가솔린엔진(1495cc, DOHC, MPI)으로 개발된 것으로 가스연료 엔진시험을 위하여 LPG 가스연료 공급 및 제어장치를 추가로 설계·제작하였다.

Fig. 4는 이 연구에 사용된 시험장치를 간략하게 나타낸 그림이다. 연료탱크에서 공급되는 액체 LPG는 기화기에서 기체로 변환되어 스토틀 전면의 믹서로 공급된다. 연료량은 일정 주파수(200Hz) 펄스폭변조(pulse-width-modulation : PWM)으로 구동되는 연료제어밸브에 의하여 제어된다. 시험엔진의 점화시기, 연료량 등은 엔진제어장치에서 제어되며, 실시간 제어 및 데이터 취득을 위한 통신기능을 갖추고 있다.

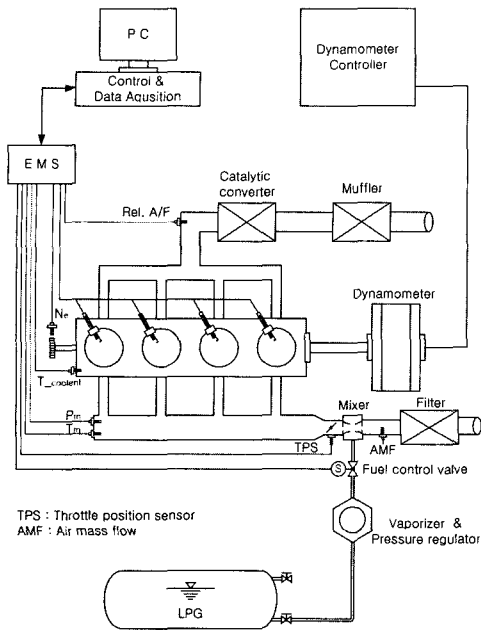


Fig. 4 Schematic diagram of experimental apparatus for the LPG gaseous fuel engine

가스연료엔진의 모델의 정확성 검증실험을 위하여, 먼저 엔진운전에 필요한 기본연료량 및 점화시기를 설정하기 위한 기본시험을 수행하였다. 이때 사용된 연료는 LPG이며, 주성분은 부탄 99%의 하절기 연료이다. 엔진냉각수온도는  $90 \pm 1^\circ\text{C}$ 로 제어하였다.

## 6.2 시험 결과 및 분석

### 6.2.1 공기유효질량비

이 실험에서는 연료의 증감에 따른 공기량의 변화를 관찰하기 위하여 저속-저부하에서부터 고속-고부하 정상상태 엔진조건에서 연료량을 변화시키면서 흡입공기량과 공연비 변동을 관찰하였으며, 실험조건과 결과로부터 유효공기질량비를 추정-분석하였다.

Fig. 5는 각 조건에서의 유효공기질량비를 표시하였다. 이때 흡입공기의 습도는 일정하였다. ( $m_w/m_a=0.0267$ ) 상대공연비에 따라 유효공기질량의 측정값은  $0.9(p_m=30\text{kPa})$ 에서  $0.934(p_m=90\text{kPa})$ 까지 변화되었으며, 추정값은  $0.903(p_m=30\text{kPa})$ 에서  $0.928(p_m=90\text{kPa})$ 까지 변화되어 측정값과 추정값이 유사

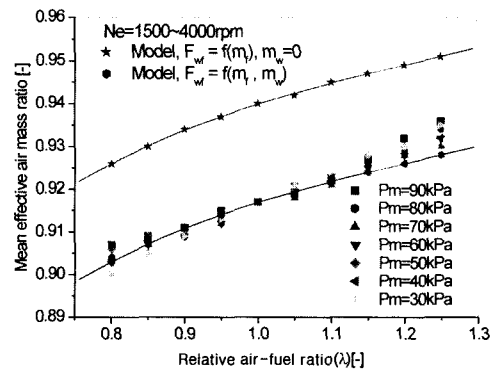


Fig. 5 Effective air mass ratio vs relative air-fuel ratio in various engine conditions

하게 나타났다. 혼합기 중에 연료 영향만을 고려한 경우 ( $m_w=0$ )의 유효공기질량의 추정값은  $0.926(p_m=30\text{kPa})$ 에서  $0.951(p_m=90\text{kPa})$ 까지 변화되었으며, 혼합기 중에서 수분의 영향을 제외한 것만큼 오차가 발생하였다.

위의 결과와 분석으로부터 엔진 흡기계와 같이 일정한 공간에서 혼합기 중의 연료와 수분에 따라 엔진으로 유입되는 흡입공기량이 증감되는 것을 확인할 수 있었다.

### 6.2.2 엔진 모델링 변수

Fig. 6은 스토틀 각도와 매니폴드 압력 변화에 대한 유량계수 ( $C_D$ )를 표시하였다. 시험조건에서 유량계수는 약  $0.6 \sim 0.9$  사이에 존재하며, 스토틀 각도가 큰 영역에서는 유량계수가 감소한 것은 흡입공기 유속의 증가로 유동마찰이 증가하여 흡입공기량이 감소되었기 때문으로 여겨진다.

Fig. 7은 시험용 LPG 가스연료엔진의 체적효율 ( $\eta_v$ )을 그래프로 나타낸 것이다. 체적효율은 엔진 운전조건에 따라  $78.9 \sim 93.7\%$ 까지 변화되었다. 엔진 모델링시에 시험조건이 아닌 임의의 조건에서의 체적효율은 선형보간법(linear interpolation)을 사용하였다.

Fig. 8은 이론공연비와 MBT 점화시기에서 제동토크와 행정당 흡입공기량을 표시한 것이다.

행정당 흡입공기량은 주로 매니폴드압력에 영향을 받으며, 제동토크는 행정당 흡입공기량과 비교적 선형적인 관계가 있음을 보여주고 있다. 이 시험 결과에 따라 제동토크는 다음 식 (17)과 같이 1-차 다항식으로 모델링하였다.

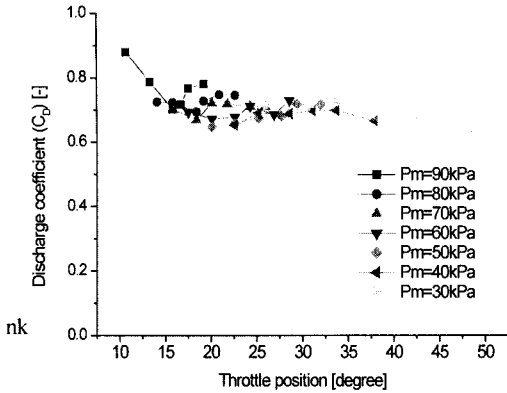


Fig. 6 Discharge coefficient of a throttle in various engine conditions

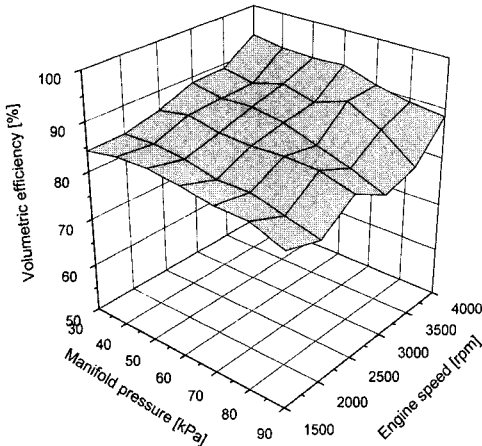


Fig. 7 Volumetric efficiency vs MAP in various engine conditions ( $\lambda=1.0$ ,  $SA=MBT$ )

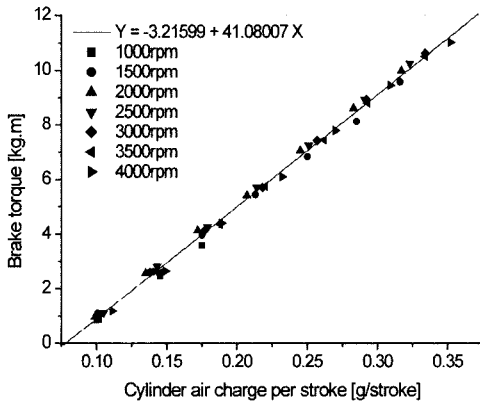


Fig. 8 Brake torque vs stroke air charge in various engine conditions ( $\lambda=1.0$ ,  $SA=MBT$ )

$$T_{B|\lambda, MBT} = f(m_{ac, cyl}) \quad (17)$$

$$= a_1 + a_2 \cdot m_{ac, cyl}$$

Fig. 9는 공연비에 대한 토크변동률,  $\eta_\lambda$ 을 나타낸 것이며, MBT 점화시기에서 공연비를 변화시키면서 제동토크를 측정하여 각각의 매니폴드압력에서 평균토크를 구하고, 이 평균토크를 이론공연비에서의 제동토크로 나누어서 표준화한 것이다. 공연비 영향계수는 매니폴드압력에 따라 변동률이 크게 나타났으므로 다음 식 (18)과 같이 3차 다항식으로 모델링하였다.

$$\eta_\lambda = b_0 + b_1\lambda + b_2\lambda^2 + b_3\lambda^3 \quad (18)$$

Fig. 10은 제동토크에 대한 점화시기 영향계수,  $\eta_{SA}$ 를 나타낸 것이며, 이론공연비에서 운전조건에 따라 점화시기를 변화시키면서 제동토크를 측정하고, 각각의 매니폴드압력에서의 평균토크를 MBT에서의 제동토크로 나누어서 표준화한 것이다. 점화시기 영향계수는 MBT로부터 점화시기 변화, SA가  $\pm 5$ 도일 때 0.015,  $\pm 10$ 도일 때 0.039,  $\pm 15$ 도일 때 0.077까지 변동되었으며, 변동폭이 공연비 영향계수보다 상대적으로 적어서 식 (19)과 같이 1개의 3차-다항식으로 모델링하였다.

$$\eta_{SA} = 0.999 + (5.039E-4)SA - (3.595E-4)SA^2 + (6.222E-6)SA^3 \quad (19)$$

### 6.2.3 엔진모델 검증시험 및 분석

혼합기 중에 포함된 수분 및 연료의 영향을 고려한 가스연료 엔진에 대한 모델과 LPG 가스연료 엔진에서의 기초시험을 바탕으로, 엔진모델에 대한 검증시험은 과도상태 엔진조건에서 수행하였으며, 각종 입출력 변수 등을 측정하고, 예측결과와 비교하였다.

#### 1) 정속상태(Ne-constant) 검증시험

정속상태 엔진조건에서 검증시험은 엔진동력계를 이용하여 엔진의 회전속도를 2000rpm으로 설정하고 스로틀을 급변동(tip-in, tip-out) 시키면서, 매니폴드압력, 부하토크, 흡입공기량, 공연비 등을 측정하고 추정값과 비교하였다.

Fig. 11은 정속조건에서 스로틀을 급변동시키면

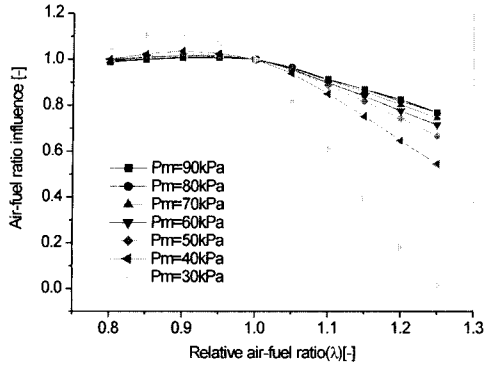


Fig. 9 Air-fuel ratio influence for brake torque

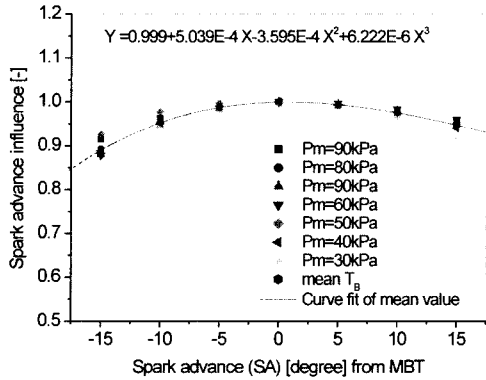


Fig. 10 Spark advance influence for brake torque

서 매니폴드압력, 흡입공기량 및 부하토크를 측정  
한 것이다. 엔진회전수는 엔진동력계 부하제어성능  
의 부족으로 기준회전수( $N_e=2000\text{rpm}$ )로부터  $\pm$   
 $500\text{rpm}$ 정도의 변동이 있었다. 스로틀 변화(13.6~  
41.2%)에 따라, 매니폴드압력은 24.0~88.5kPa, 매  
니폴드 내부의 공기온도는 30~31도이며 변화가 아  
주 작았다. 연료량은 0.29~1.47g/sec, 부하토크는  
0.50~9.98kgf.m까지 변동되었다. 매니폴드압력과  
제동토크의 추정값은 스로틀 급변동(tip-in, tip-out)  
순간에 약간의 오차가 있으나 대부분 실험값과 유  
사함을 보이고 있다.

Fig. 12는 Fig. 11의 정속상태 과도조건에서 스로  
틀 흡입공기량 실험값과 추정값을 비교한 것이다.  
혼합기 중의 수분과 연료의 영향을 고려하여 유효  
공기질량비를 적용한 추정값(model  $F_{w'}=f(m_w, m_f)$ )  
은 실험값(test)과 유사하였다. 수분의 영향을 고려  
하지 않은 추정값( $m_w=0$ )은 실험값(test)보다 9.4%

증가하였으며, 이 값은 실험값보다 유효공기질량비  
( $F_{w'}=0.91449$ )에 해당하는 만큼 증가된 값이다.

Fig. 13은 배기매니폴드에서의 상대공연비( $\lambda$ )를  
추정한 것이며, 추정값과 비교하여 나타내었다. 상  
대공연비의 추정값은 스로틀을 급변동(tip-in,  
tip-out)시에는 0.93~1.04이며, 스로틀 급변동 후 정

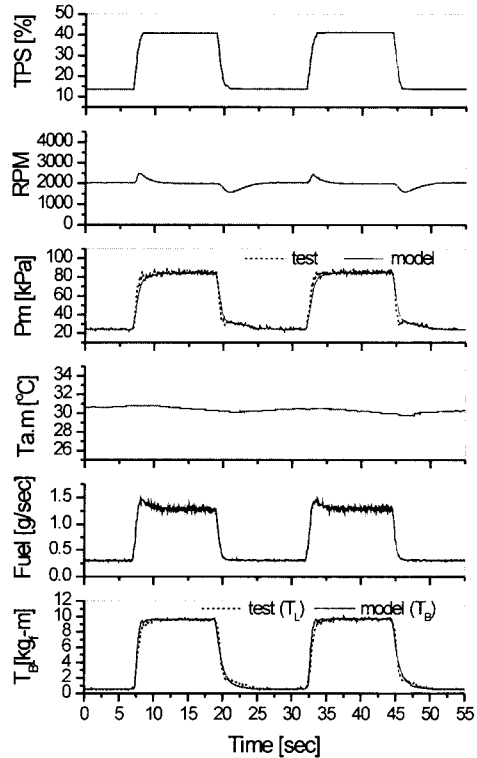


Fig. 11 Test conditions and results at constant engine speed ( $N_e=2000\text{rpm}$ )

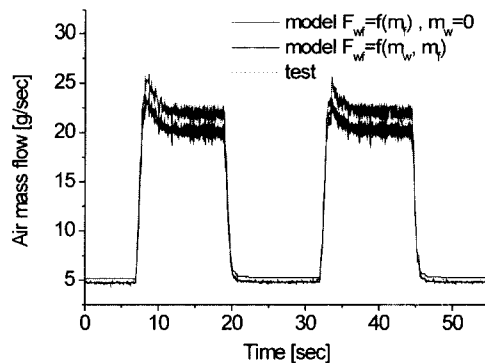


Fig. 12 Transient air flow at constant engine speed



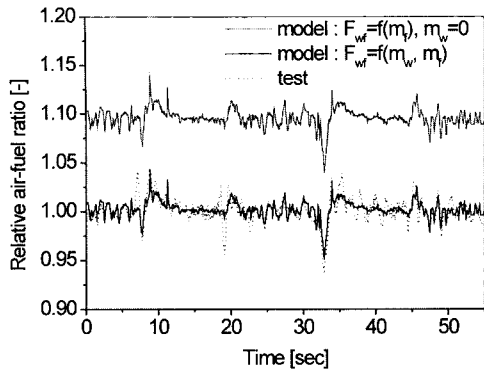


Fig. 13 Transient rel. A/F in constant engine speed

상상태에서는  $1.0 \pm 0.02$ 로 나타났다. 유효공기질량비를 고려한 상대공연비 추정값(model( $F_w=f(m_w, m)$ ))은 스로틀을 급변동(tip-in, tip-out)시에는  $0.95 \sim 1.04$ 이며, 스로틀 급변동 후 정상상태에서는  $1.0 \pm 0.02$ 로 나타났으며, 변화량이 측정값(test)과 유사하였다. 수분의 영향을 고려하지 않은 상대공연비 추정값(model( $m_w=0$ ))은  $1.04 \sim 1.14$ 로, 평균공연비는 1.096으로 높게 나타났으며, 이 값은 실험값보다 유효공기질량비( $F_w=0.91449$ )에 해당하는 만큼 증가된 값이다.

2) 일정부하상태( $T_L=constant$ ) 검증시험

일정부하 엔진시험은 엔진동력계를 이용하여 부하토크(load torque :  $T_L$ )을  $5kg_r.m$ 로 일정하게 설정하고 스로틀을 급변동(tip-in, tip-out) 시키면서, 매니폴드압력, 엔진회전수, 흡입공기량, 공연비 등을 측정하고 추정값과 비교하였다.

Fig. 14는 정부하상태 엔진조건에서 스로틀을 급변동시키면서 측정한 시험조건과 결과이다. 스로틀 변화(23.3~37.5%)에 따라, 매니폴드압력은  $32.5 \sim 78.5kPa$ , 연료량은  $0.58 \sim 1.48g/sec$ , 엔진회전수는  $1490 \sim 3600rpm$ 까지 변동되었다. 매니폴드압력과 엔진회전수의 추정값은 스로틀 급변동시에 약간의 오차가 있으나 대부분 실험값과 유사함을 보이고 있다. 엔진으로 유입되는 흡입공기량으로부터 추정된 제동토크( $T_B$ )와 엔진동력계의 부하토크( $T_L$ )는 스로틀을 급변동(tip-in, tip-out) 구간에서 상당한 차이를 보이고 있으며, 이 토크차( $\Delta T=T_B-T_L$ )에 의하여 엔진회전수가 증감된 것을 보여주고 있다.

Fig. 15는 Fig. 14의 일정부하 과도조건에서 스로

틀 흡입공기량의 실험값과 추정값을 비교한 것이다. 혼합기 중의 수분과 연료의 영향을 고려하여 유효공기질량비를 적용한 추정값(model ( $F_w=f(m_w, m)$ ))은 실험값(test)과 유사하였다. 수분의 영향을 고려하지 않은 추정값(model ( $m_w=0$ ))은 실험값(test)보다 8.7% 만큼 증가하였다.

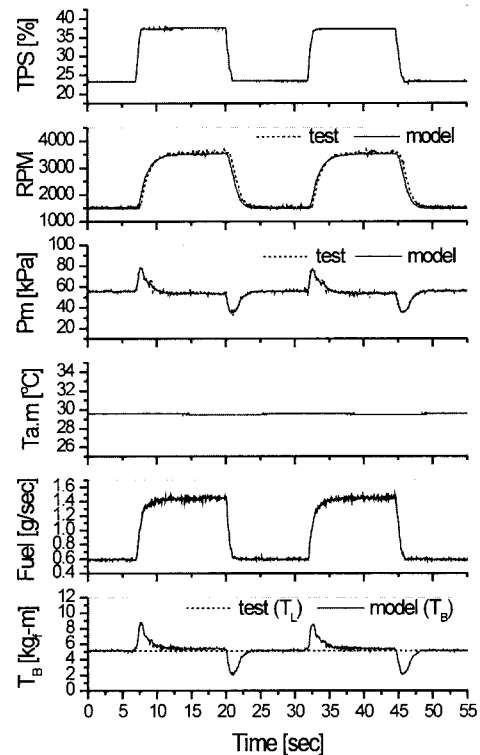


Fig. 14 Test conditions and results in constant load torque( $T_L=5kg_r.m$ )

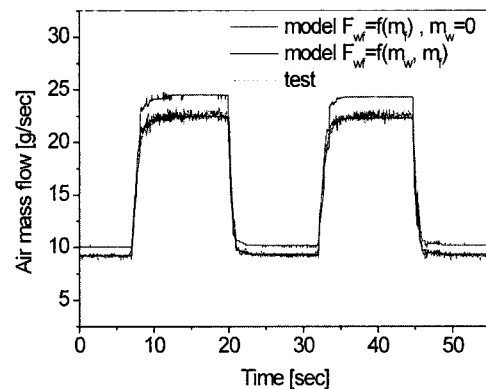


Fig. 15 Transient air flow in constant load torque

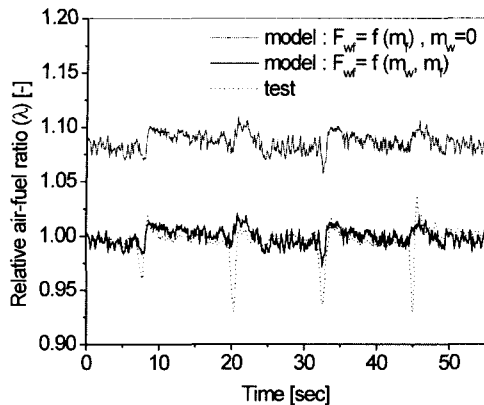


Fig. 16 Transient rel. A/F in constant load torque

Fig. 16은 배기매니폴드에서의 상대공연비( $\lambda$ )를 측정 한 것이며, 추정값과 비교하여 나타내었다. 상대공연비의 측정값은 스로틀을 급변동(tip-in, tip-out) 시에는 0.93~1.04이며, 스로틀 급변동 후 정상 상태에서는  $1.0 \pm 0.02$ 로 나타났다. 유효공기질량비를 고려한 상대공연비 추정값(model( $F_{wf}=f(m_w, m_f)$ ))은 스로틀을 급변동(tip-in, tip-out)시에는 0.97~1.02이며, 스로틀 급변동 후 정상상태에서는  $1.0 \pm 0.02$ 로 나타났으며, 변화량이 측정값(test)과 유사하였다. 수분의 영향을 고려하지 않은 상대공연비 추정값(model ( $m_w=0$ ))은 1.05~1.11로, 평균공연비는 1.086으로 높게 나타났으며, 이 값은 실험값보다 유효공기질량비( $F_{wf}=0.92005$ )에 해당하는 만큼 8.6% 증가된 값이다.

### 7. 결론

가스연료엔진에서 혼합기 성분의 영향을 고려한 엔진 모델링과 검증실험을 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 혼합기형성 및 유입과정에서 흡입공기량의 변동과 엔진의 동특성에 대한 영향을 고찰하기 위하여 유효공기질량비를 제시하였다.
- 2) 혼합기 형성과정 및 성분의 영향을 고려하여 CNG, LPG 등을 사용하는 가스연료 엔진에 적합한 동적 엔진모델을 개발하였다.
- 3) 가스연료 엔진모델의 검증을 위한 과도상태 LPG-엔진 시험결과에서 정속조건에서 가스연료엔진의 특성을 고려하지 않은 기존의 가스엔진모델에

비하여 공기량 예측정밀도는 9.4%, 공연비 예측정밀도는 9.6%로 향상되었다. 정부하 엔진시험에서는 기존의 엔진모델에 비하여 공기량 예측정밀도는 8.7%, 공연비 예측정밀도는 8.6%가 향상되었다.

따라서, 혼합기 형성과정 및 유효공기질량비를 고려한 가스연료엔진에 대한 연구와 실험으로부터 이 연구에서 제시한 엔진모델이 가스연료의 특성을 고려하지 않는 기존의 가스엔진모델보다 성능이 우수함을 확인하였다.

### References

- 1) M. L. Poulton, *Alternative Fuels for Road Vehicles*, CMP, 1994.
- 2) K. H. Choi, B. M. Doo, C. S. Chung, H. J. Yoon, D. S. Choi, "Development of the Dedicated CNG Engine for Heavy Duty Commercial Vehicle," *Proceeding of 8th Next Generation Vehicle Work*, KATECH, pp.168-174, 2000.
- 3) Y. H. Seo, W. Kang, "Development of an LPG Engine for Medium-Duty Commercial Vehicles," *Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers*, Vol.8, No.5, pp.1-11, 2001.
- 4) G. N. Rittmansberger, P. Werner, "Bosch Electronic Fuel Injection with Closed Loop Control," SAE 750368, 1975.
- 5) D. J. Dobner, "Dynamic Engine Models for Control Development-Part I, Non-linear and Linear Model Formulation," *International Journal of Vehicle Design. Technological Advances in Vehicle Design Series*, SP4, 1983.
- 6) E. Handricks, S. C. Sorenson, "Mean Value Engine Modeling of Spark Ignition Engines," SAE 900616, 1990.
- 7) E. Handricks, M. Jensen, A. Chevalier, T. Veasterholm, "Conventional Event Based Engine Control," SAE 940377, 1994.
- 8) D. I. Cho, J. K. Hedrick, "Automotive Powertrain Modeling for Control," *Transactions of the SAE*, Vol.111, 1989.
- 9) P. J. Yoon, "Nonlinear Dynamic Modeling and Control of Spark Ignition Engine," Ph. D.

- Thesis, Hanyang University, 2000.
- 10) R. W. Weeks, J. J. Moskwa, "Transient Air Fuel Rate Estimation in a Natural Gas Engine Using a Nonlinear Observer," SAE 940759, 1994.
  - 11) A. Gangopadhyay, P. Meckl, "Modeling, Validation and System Identification of a Natural Gas Engine," Proceedings of the American Control Conference Albuquerque, New Mexico, 1997.
  - 12) H. S. Sim, M. H. Sunwoo, "Development of an Engine Modeling and an Engine Control Module for an LPG Engine," Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol.7, No.9, pp.1-9, 1999.
  - 13) H. S. Sim, M. H. Sunwoo, "An Inlet Air-mass Flow Modeling for an Effective Air-mass Ratio on Gaseous-fuel Engines," Autumn Conference Proceeding of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol.1, pp.126-131, 1999.
  - 14) Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988.
  - 15) D. D. Giordano, P. W. Petersen, "A Turbocharged Lean-Burn 4.3Liter Natural Gas Engine," SAE 951939, 1995.
  - 16) G. J. Waldron, R. G. Allen, "Natural Gas for Vehicles (NGV)," The 6th IPC on Automotive Engineering, Vol.2, pp.901-912, 1991.
  - 17) Ir. R. Sierens, "An Experimental and Theoretical Study of Liquid LPG Injection," SAE 922363, 1992.
  - 18) J. C. Kim, G. B. Cho, D. S. Jeong, "A Characteristics of Spray and Combustion in Direct Injection LPG Engine According to Combustion Chamber's Shapes," Spring Conference Proceeding, Vol.1, pp.73-78, 2000.
  - 19) B. J. Han, C. U. Kim, K. Y. Kang, C. S. Lee, "The Effects of Intake Swirl Ratio on Combustion Performance in a Heavy-Duty LPG Engine," Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol.9, No.5, pp.46-53, 2001.
  - 20) H. S. Sim, K. Y. Lee, M. H. Sunwoo, S. R. Lee, "A Study of Fuel Injection Control on LPG Liquid Injection Engines," Autumn Conference Proceeding, Vol.1, pp.190-195, The Korean Society of Automotive Engineers, 2001.
  - 21) C. S. Lee, W. S. Kim, Engineering Thermodynamics, Dongmeung Co., pp.581-600, 1995.
  - 22) B. J. Son, J. S. Maeng, S. W. Lee, Fluid Mechanics, Heejungdang, 1992.
  - 23) R. L. Barkhimer, H. C. Wong, "Application of Digital, Pulse-Width-Modulated Sonic Flow Injectors for Gaseous Fuels," SAE 951912, 1995.
  - 24) J. H. Song, "A Model of Initial Flame Kernel Development and Effects of Ignition System on SI Engine Performances," Ph. D. Thesis, Hanyang University, 2000.