

## LPG기관의 과류밸브가 가속성능에 미치는 영향에 관한 실험적 연구

김철수† · 장태익\* · 김창헌\*\*

(원고접수일 : 2004년 6월 22일, 심사완료일 : 2004년 8월 24일)

### An Experimental Study on the Effects of EFV of LPG Engine on Automobiles Acceration Performance

Chul-Soo Kim† · Tae-Ik Jang\* · Chang-Hun Kim\*\*

**Abstract** : This paper is to investigate on the effects of the hole size of spring type EFV(excessive flow valve) for automobiles. The analytical and experimental methods were employed to measure the discharge coefficient, choked flowrate and pressure wave in a bombe, line and vaporizer. The size of EFV was determined to meet the legally permitted limits with the capacity of engine displacement up to 2000cc, according to the obtained discharge coefficient. The purpose of this paper is 1) to find causes of bad acceration performance in LPG engines 2) to find optimal design determination of spring coefficient and orifice hole size of excessive flow valve in LPG engine 3) to find pressure wave of bombe, line and vaporizer through expeimental verification. Experimental results indicated that increase of orifice size 0.5mm to 1mm be caused to increase discharge coefficient, and choked flow rate and decrease operation range of difference pressure wave.

**Key words** : EFV(excessive flow valve, 과류밸브), LPG Engine(액화석유가스엔진), Acceration Performance(가속성능), Vaporizer(베이퍼라이저), Bombe(봄베), Pressure Wave (압력파)

#### NOMENCLATURE

$A_b$  : 보디 전단부면적(  $\text{mm}^2$  )

$A_s$  : 급확대관 작은 면적(  $\text{mm}^2$  )

$A_L$  : 급확대관 큰 면적(  $\text{mm}^2$  )

$C_d$  : 항력계수

$C$  : 폐지유량계수

$d_1$  : 과류밸브 상단부직경( mm )

$d_2$  : 상단부직경( mm )

$F_d$  : 항력( kgf )

† 책임저자(국립원주대학 자동차서비스과), E-mail : kcsi@sky.wonju.ac.kr, T: 033)760-8431

\* 세명대학교 건축설비공학과

\*\* (주)동화상협 기술연구소장

- $f$  : 마찰계수  
 $g$  : 중력가속도  
 $k$  : 스프링상수  
 $x$  : 스프링 줄어든 길이 (mm)  
 $u_m$  : 작동유체의 평균 속도(mm/s)  
 $Q$  : 폐지유량( mm<sup>3</sup>/s)  
 $V_b$  : 과류밸브본체의 속도( mm/s)  
 $\rho_b$  : 과류밸브 본체의 밀도  
 $\rho_f$  : 작동유체 밀도

## 1. 서 론

가스연료에는 액화천연가스와 액화석유가스의 두 종류가 있다. 액화천연가스(LNG)는 자연 상태에서 지하압반층의 가스전으로부터 얻은 천연가스를 액화한 것이고, 액화석유가스(LPG)는 원유생산때 유전에서 회수하거나 정유공장에서 원유정제의 부산물로 나오는 가스를 가압하여 액화한 것이다. LPG는 비교적 공해가 없는 에너지원으로서 연소제어가 용이하고 가격면에서도 저렴하기 때문에 가정용, 사업용, 발전용 연료로 널리 사용되면서 점차 에너지로서의 비중이 늘어나고 있다. 국내 LPG의 수요는 전반적으로 계속 신장세를 나타낼 것으로 보이며 앞으로 LPG충전소의 현대화에 따라 용기사용의 안정성 및 사용의 편의성이 제고될 경우 LPG의 보급은 경쟁력이 강화되어 사용이 더욱 확대될 전망이다.

LPG 봄베는 LPG를 충전하기 위한 고압용기로 구성은 기상송출밸브, 액상송출밸브, 과충전방지밸브, 긴급차단밸브의 4가지 기본 밸브와 용적표시계, 액면표시계 등의 지시장치로 구성되어 있다. 과류밸브(Excessive Flow Valve)는 플로우트와 함께 충전밸브 연속선상에 조립되어 봄베내에 내장되어 있고 LPG 주입시 이 밸브를 통하여 봄베내로 LPG가 유입되도록 하여 과충전방지 장치의 플로우트가 85%를 감지하면 연료 유입을 차단하는 장치이다. 또한 엔진에 LPG를 공급하기 위한 밸브로 기상송출밸브 및

액상송출밸브가 있다. 기상송출밸브는 시동을 좋게 하기 위한 밸브로 베이퍼라이저 냉각수 온도가 14℃이하에서만 송출기능을 하고 본 연구의 대상인 과류밸브는 액상송출밸브에만 설치되어 있다. 이 과류밸브의 설치목적은 사고에 의해 엔진으로 공급되는 배관이 파손되었을 때 용기내의 LPG가 급격히 방출되어 발생할 수 있는 위험을 방지하는 장치이다. 그러나 이러한 원리가 평상시에도 발생하면 기관으로의 연료공급이 원활하지 않아 가속성능불량, 시동꺼짐의 원인이 될 수 있다<sup>(1)</sup>. 또한, LPG 기관으로 공급되는 연료는 최종압력이 0.3 ata정도로 저압이기 때문에 연료공급상태가 주변의 조건에 따라 큰 영향을 받는다. 따라서 본 연구에서는 액상송출밸브에 장착되어 있는 과류밸브가 LPG기관의 가속성능특성, 시동꺼짐에 미치는 영향과 과류밸브의 설계 최적화를 위한 각종 실험을 수행하여 그에 대한 결과를 나타내었다.

## 2. LPG 기관 시스템

### 2.1 LPG 기관의 연료 공급 방법

LPG 기관에 공급되는 연료는 봄베, 액기상송출밸브, 연료파이프, 긴급차단밸브, 베이퍼라이저, 믹서의 순서로 공기와 혼합기체를 형성하여 가스상태로 실린더로 흡입된다. 긴급차단밸브는 기온이 14℃이하일 때 기체연료를 공급하여 냉간시 시동성을 향상시키고 베이퍼라이저는 감압 및 액체연료를 기화시켜 연료압력을 일정하게 유지시킨다. 믹서는 베이퍼라이저에서 기화된 LPG와 공기를 혼합하여 실린더에 공급하는 장치로 엔진부하에 따라 공급연료량이 조절된다.

### 2.2 과류밸브(Excessive Flow Valve)의 작동 원리

액상송출밸브내의 과류밸브는 액체유량이 적당한 경우에는 스프링의 힘에 의하여 과류밸브본체(E.F.V Body)가 개구부보다 떨어져 있지만 배관의 이음쇠 등이 외부 조건에 의해 파손되어 연료가 과다하게 흐르면 스프링의 반발력보다 과류밸

브보디의 가압력이 커져 개구부를 막아 LPG의 유출을 방지한다. 폐지시 규정폐지유량은 2 - 6 l /min이고 폐지 차압은 0.5 ata이하이다. 그러나 과류밸브폐지 후에도 밸브보디에 있는 노즐을 통하여 LPG가 서서히 흘러 나가게 되며 밸브 스프링의 힘에 의해 보디의 내측 보다 외측을 누르는 힘이 크게 될 때 밸브보디는 개구부에서 서서히 떨어져 평형상태가 된다. 외부의 연결부위, 파이프, 고무호스 등이 파손되었을 경우에는 LPG의 유동이 빨라져 송출압력이 커지고 위험이 발생할 수 있으므로 과류밸브가 노즐을 막아 LPG의 과류를 방지하는 작용을 한다. Fig.1은 과류밸브의 개략도를 나타낸다.

### 3. 지배방정식

#### 3.1 과류밸브의 폐지 조건

Fig.1에서 스프링의 힘에 의하여 과류밸브보디가 개구부를 막아 LPG가 폐지되는 조건은 다음과 같다. 하단에서 상단으로 수직튜브를 통하여 LPG가 유입되면 이 유동 때문에 밸브보디는 상단방향으로 유동하여 움직이고 이 밸브보디는 항력, 밸브보디의 무게, 부력, 스프링의 힘이 균형을 이루는 점까지 움직이게 된다. 폐지밸브보디에서 힘의 상태는 다음과 같이 주어진다.<sup>[2]</sup>

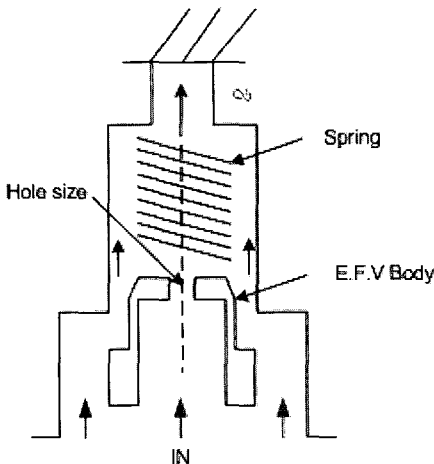


Fig. 1 Operation principles of excessive flow valve

drag force + bouyancy force > gravitational force + spring force

$$F_d + \rho_f V_b \frac{g}{g_c} > \rho_b V_b \frac{g}{g_c} + kx \quad (1)$$

여기서  $\rho_f$ 와  $\rho_b$ 는 작동유체와 과류밸브보디의 밀도이고  $V_b$ 는 과류밸브보디의 체적,  $g$ 는 중력가속도,  $F_d$ 는 항력이다. 항력은 다음과 같이 표시된다.

$$F_d = C_d A_b \rho_f \frac{u_m^2}{2g_c} \quad (2)$$

여기서  $C_d$ 는 항력계수이며 레이놀즈수의 함수로 유체의 점성과 관련이 있다.  $A_b$ 는 밸브보디의 전단부분 면적,  $u_m$ 은 밸브보디 주위의 작동유체의 평균속도이다. 식(2)를 식(1)에 대입하고 평균속도  $u_m$ 에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$u_m > \left[ \frac{1}{C_d} \frac{2gV_b}{A_b} \left( \frac{\rho_b}{\rho_f} - 1 + \frac{kx}{\rho_f V_b} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

이 조건에서 과류밸브는 닫히고 규압노즐을 통한 최소 폐지유량  $Q$ 는 다음 식으로 계산된다.

$$Q = A u_m \quad (4)$$

여기서  $A = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)$ 이고  $d_2$ 는 과류밸브보디의 상단부의 직경,  $d_1$ 은 하단부 직경이다. 이 식들에서 대부분의 유체 흐름의 경우 다음 식과 같이 단순화 된다.<sup>[3]</sup>

$$Q = C y_1 \sqrt{\rho_f \left( \rho_b - \rho_f + \frac{kx}{V_b} \right)} \quad (5)$$

식(1)에서 과류밸브보디의 크기에 대한 조건이 결정되고 식(5)에서 폐지유량계수  $C$ 가 결정되면 유량은 실험을 통하여 구할 수 있다. 이상의 이론을 바탕으로 유체의 유량을 측정하고 이로부터 폐지유량계수를 계산하였다.

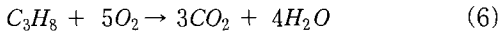
#### 3.2 기관이 필요로 하는 LPG 양

LPG는 프로판, 프로필렌, 부탄, 부틸렌 등의

가스체 탄화수소를 여러 비율로 혼합하여 압축액화하여 사용하는 것이다. LPG는 상온에서 비교적 낮은 압력에서 액화되고 다른 가스들에 비해 취급이 용이하며 열량이 높아 자동차용 연료로 사용되고 프로판 90%과 부탄10%로 구성되어 있다.

가) 프로판의 양

프로판 ( $C_3H_8$ )의 완전연소방정식은 다음과 같다.



프로판 액체 1 l는 15°C에서 250 l로 팽창하고 프로판 액체 1 l가 완전연소할 때 필요한 공기량은 25%의 과잉공기를 고려하면 31.25 l이고 프로판 액체 1 l가 기화하면 250 l의 기체가 되므로 액체 1 l가 완전연소할 때 필요한 공기량은 7812 l이고 혼합공기량은 8062.5 l이다. 즉 1500cc 배기량의 경우 크랭크축 1회전에 750cc의 혼합공기가 필요하고  $750/8062.5=0.093$  l의 프로판액체가 필요하다. 기관회전수가 800rpm인 경우  $800 \times 0.093 / 60 = 1.24$  l의 프로판액체가 필요하게 된다. Table 1은 LPG의 연료특성을 나타낸다.

**Table 1 The Characteristics of LPG**

Item	Propane	Normal-butane	Iso-butane
Molecular equation	$C_3H_8$	$C_4H_{10}$	$C_4H_{10}$
Boiling point	-42°C	-0.5°C	11.73°C
Vapor gravity	1.548	2.071	20.67
Liquid gravity	0.508	0.584	0.563
Burning temperature	481°C	441°C	544°C
Heat generation	12,034 kcal/kg	11,832 kcal/kg	11,797 kcal/kg
Evaporation latent haet	101.8 kcal/kg	62.09 kcal/kg	87.56 kcal/kg
Octane number	125	91	99

나) 물로 환산한 양

압력을 받고 있는 탱크에서 나오는 프로판과 물의 속도는 피토폴(pitot tube)측정법에 의하면 다음과 같다.

$$V = \sqrt{\frac{2(p_2 - p_1)}{\rho}} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (7)$$

$$V_p = \sqrt{\frac{2(p_2 - p_1)}{\rho}} = 19.789\sqrt{\Delta p} \quad (8)$$

$$V_w = \sqrt{\frac{2(p_2 - p_1)}{\rho}} = 14\sqrt{\Delta p} \quad (9)$$

식(8)과 (9)에서 프로판 액체를 물의 양으로 환산할 때의 계수는 0.7075배가 된다. 역으로 물의 양을 프로판 액체로 환산할 때의 계수는 1.4134가 된다.

#### 4. 밸브에 대한 법적 기준

LPG를 사용하는 자동차용 용기밸브에 대하여 검사 사항을 정하여 효율성 제고와 안정성 확보를 목적으로 하고 있다. 본 기준에서는 과류밸브가 부착되어 있는 액체출구밸브의 검사기준과 재료 등 각종 검사기준을 정리하면 다음과 같다.

##### 4.1 재료

밸브의 재료는 KSD 5101의 단조용 황동봉, 스텐 및 스텐들은 KSD 5101의 래삭황동봉, 스텐링은 스테인레스강재를 사용한다.

##### 4.2 검사

검사는 검사기준의 적합여부에 대하여 정밀검사와 제품검사를 구분하여 실시한다.

###### ① 정밀검사

정밀검사는 용기밸브 3개, 안전밸브, O링, 시이트 등 부품은 각 1개씩 규정한 모든 검사를 실시한다

###### ② 제품검사

규정된 시료채취수에 대하여 구조, 외관, 내압 시험, 기밀시험, 안전장치작동시험, 액체출구밸브의 폐지유량 및 폐지차압시험을 실시한다.

##### 4.3 과류밸브

① 과류밸브는 과충전방지 장치가 부착된 상태에

서 0.7ata(70kPa) - 10ata(1000kPa)의 압력으로 개폐했을 때 원활히 작동할 것.

② 과류밸브가 작동된 후 내부 누설량은 0.25 l/min 이하일 것.

③ 과류밸브는 7ata(700kPa)의 압력을 가한 상태에서 6000회 내구시험 실시 후 작동 내부 누설량시험 등에 이상이 없을 것.

4.4 액상출구밸브의 폐지유량 및 차압 기준

액상출구밸브는 차압이 0.5ata 이하이고 프로판 유량이 분당 2 l 이상 6 l 이하일 때 폐지되고 복귀는 다음 중 하나에 적합해야 한다.

- ① 직경 1mm이하의 균압노즐이 있는 과류밸브(E.F.V)를 장착할 것
- ② 폐지후 수동복귀가 가능할 것

5. 실험장치

5.1 스프링 특성 실험

과류밸브내의 스프링도 과류밸브의 작동에 많은 영향을 미친다. Fig. 2는 스프링시험을 나타내고 30개의 샘플에 대하여 스프링의 길이가 10 mm, 9 mm, 최소로 될 때의 하중측정시험 후 스프링 상수계산, 하중의 산포도 등에 관한 실험을 수행

하였다.

5.2 과류밸브의 폐지차압과 유량 실험장치

Fig.3은 밸브 폐지시 폐지밸브의 폐지유량을 측정하는 실험장치의 개략도를 나타낸다. 에어봄베(air bombe)을 이용하여 탱크내의 물을 가압하고, 가압된 물이 유출될 때 유량을 로타미터(rotameter)로 측정하고, 차압을 변화시키기 위한 공기 가압력 조정, 과류밸브전의 압력 측정을 위한 마노미터(manometer)설치, 여러 종류의 과류밸브 설치 등으로 구성되어 있다. 작동유체는 물로 하였으며 LPG 액상밸브의 압력과 유량특성을 측정하였다.

5.3 샤시다이나모미터 실험

샤시다이나모미터 실험장치는 자동차의 출력 및 주행성능등을 도로주행시험을 하지 않고 일정한 공간에서 시험하는 차대동력 측정장치로, 자동차의 고장진단시 실주행과 같은 조건으로 측정할 수 있다. 이 장치로 측정할 수 있는 요소는 엔진의 출력, 토크, 휠파워(wheel power), 구동휠의 견인력, 차량의 가속력, 주행거리, 속도계의 성능, 연료소비량 등 다양한 인자들이 있다. 본 실험에는 Bosch의 FLA 206(4 wheel) 모델을 사용하였고 시스템의 사양은 Table 2와 같다.

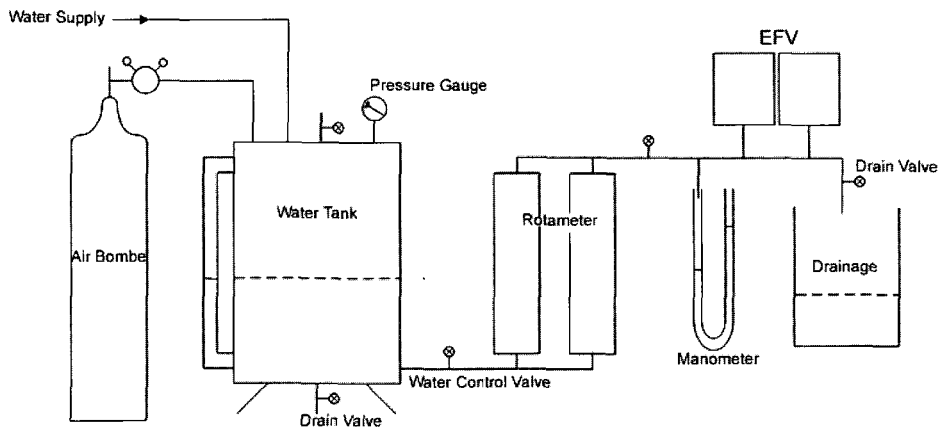


Fig. 3 Experimental apparatus of EFV valve(pressure and flow rate)

**Table 2 The system specification of chassis-dynamometer**

System item	FLA 206
Max. allowable mass	3500Kg
Pedal force	2000Kg
Roller diameter	318mm
Roller distance between axes	565mm
Practical length of roller	2200mm
Max. speed	270km/h
Max. power	408Ps
Traction force	6,000N
Brake performance	260Kw(260Km/h)
Air resistance	0-50Kw

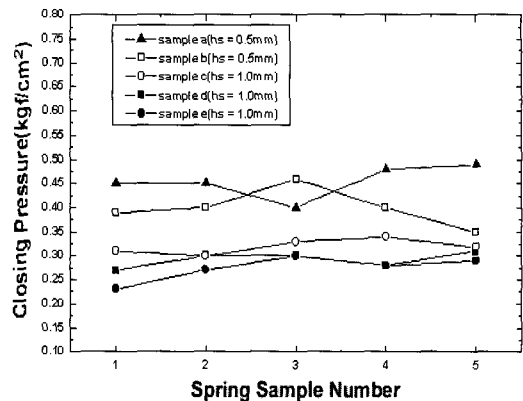
압력측정은 봄베, 베이퍼라이저 1차 압력실, 봄베와 베이퍼라이저사이의 라인에서 이루어졌다. Table 3의 Test 1은 시동후 200초 동안 1번의 완가속과 급감속이 이루어지도록 가속페달을 조작하는 것이고 Test 2는 다시 200초 동안 1번의 급가속과 급감속이, Test 3은 다시 300초 동안 3번의 급가속과 급감속을 주어 과류밸브의 작동 현상을 실험하였다. 이 때 오리피스 직경은 0.5 mm, 1 mm의 2가지로 한정하였다.

**Table 3 Experimental conditions of system**

Test item	Test condition
TEST 1	For early 200 sec conditions, a slow acceleration and a slow deceleration
TEST 2	For early 200 sec conditions, a quick acceleration and a quick deceleration
TEST 3	For early 300 sec conditions, 3 quick accelerations and 3 quick decelerations

## 6. 결과 및 고찰

Fig. 4는 과류밸브 5개의 샘플에 대한 차단작동 압력(차압)과 유량을 나타낸 그림이다. 샘플에 따른 차압의 변동율은 샘플 a, b( $\phi=0.5\text{mm}$ , 오리피스지름)가 샘플 c, d, e( $\phi=1\text{mm}$ )보다 26%로 높게 측정되었다. 또한 밸브의 오리피스직경이 커지면 차압의 변동폭과 편차도 적게 측정되었다. 전체값은 범규치 0.5ata 이하를 만족했으나 그 편차의 변동폭은 크게 측정되었다. 이 측정유량으로부터 계산한 폐지유량계수도 0.787과 0.832로 계산되었다. Fig. 5는 과류밸브 5개에 대한 통과 유량을 측정된 결과이다. 차압이 커지면 통과 유량은 커지고 오리피스직경이 큰 경우의 유량이 크게 측정되었다. 특이한 점은 샘플 a의 경우 차압이 커질수록 유량은 증가하다가 차압이 0.20ata를 정점으로 감소현상을 나타내었다. 이로부터 차압, 유량, 오리피스직경에는 최적인 형상이 존재함을 알 수 있었다. 즉 일부 샘플의 경우 오리피스직경이 0.5mm인 경우는 차압이 0.20ata이상이 되면 유량막힘 현상이 발생하고 오리피스직경이 1mm인 경우에는 차압이 0.16ata이상이면 유량막힘 현상이 발생하였다. 오리피스직경이 0.5mm이면 최소유량확보를 위한 최적인 크기가 되지 않아 벤츄리효과에 의한 압력저하로 기화가 발생하여 연료공급부족의 한 원인으로 판단된다. Fig. 6은 스프링 샘플에 대한 특성실험결과를 나타낸다.

**Fig. 4 Closing pressure distributions for 5 EFV samples**

최대편차가 스프링에 따라 37%까지 발생하였다. 스프링이 닫힐 때 평균 차압은 0.28ata이었다. 즉 과류밸브의 스프링계수의 산포도가 비교적 크게 측정되었고 스프링의 불량이 과류밸브의 유량에 영향을 미침을 예측할 수 있었다.

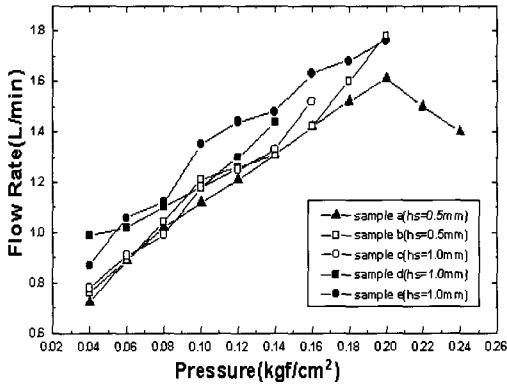


Fig. 5 Flow rate distributions for pressure of 5 EFV samples

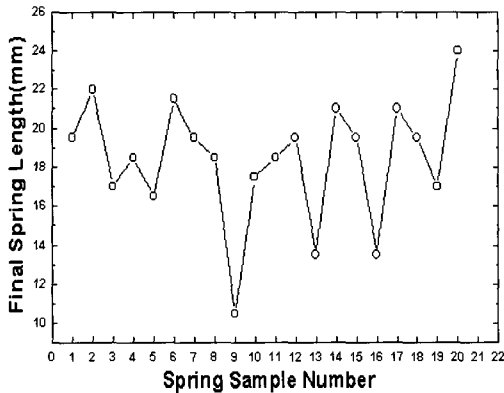


Fig. 6 Final Spring Length for Closing Spring Samples

Fig. 7은 Test 1, 2, 3에 대한 차량 회전수를 측정된 결과이다. 1번의 완가감속인 경우 차량의 순간 회전수가 5000rpm까지 올라갔고 1번의 급가감속인 경우 차량 회전수가 5500rpm에서 3500rpm으로 급하강하였다. Test 3의 경우는 300초 시간내 1000rpm과 5500rpm사이를 세 번 상승, 하강하는 모습으로 나타났다. 비교적 엑셀페달의 조작이 능숙하게 되었고 이런 조건에서 과류밸브의 이상을 예측할 수 있었다.

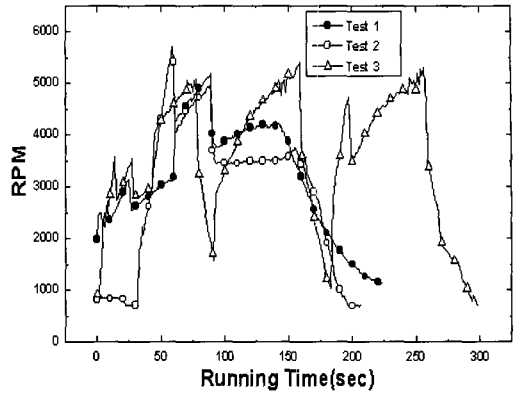


Fig. 7 Vehicle RPM distributions for running times from Test 1, Test 2 and Test 3

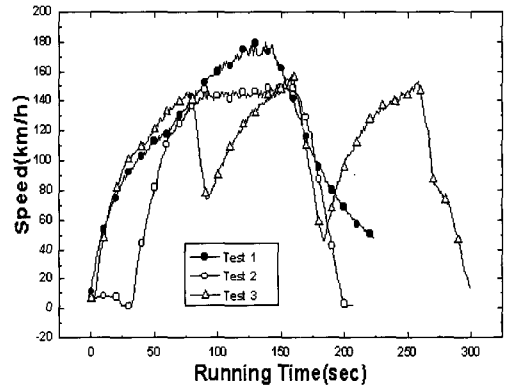


Fig. 8 Vehicle velocity distribution for running times from Test 1, Test 2 and Test 3

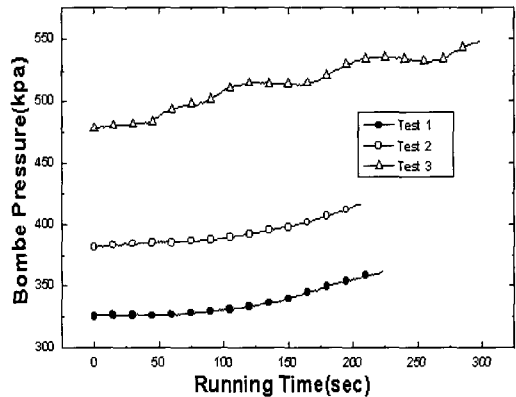


Fig. 9 Bombe pressure distribution for running times from test 1, Test 2 and Test 3

Fig. 8은 Test 1, 2, 3에 대한 차량 속도를 측정된 결과이다. 1번의 완가감속인 경우 차량의 순간 속도가 180km/h로 가장 높게 나타났고 1번의 급가감속인 경우 차량 최고 속도의 최정점의 모양이 편평하게 나타났다. 이는 순간적으로 연료가 희박해진 것으로 해석된다. Test 3의 경우 제한된 시간내 3번의 급가감속은 세 번의 정점이 나타났고 최대 150km/h의 속도가 측정되었다. Test 2의 결과보다는 연료공급이 안정적으로 됨을 알 수 있었다.

Fig. 9는 Test 1, 2, 3에 대한 봄베압력을 측정된 결과이다. 1번의 완가감속인 경우 330-360 kPa, 1번의 급가감속인 경우 390-415 kPa, 300초 시간내 세 번의 급가감속시험인 경우 480-530 kPa로 측정되었다. 봄베의 압력의 변화는 크지 않고 선형적으로 변화하였다. Fig. 10은 Test 1, 2, 3에 대한 베이퍼라이저압력을 측정된 결과이다. Test 1, 2, 3의 경우 가속시 압력값은 커지고 감속시 압력값은 적어져 압력의 변동에 따라 차량의 가속성능에 많은 영향을 줄 수 있음이 예측되었다. 봄베와 베이퍼라이저압력 값을 비교하면 베이퍼라이저 압력변동에 더 심하게 측정되었다.

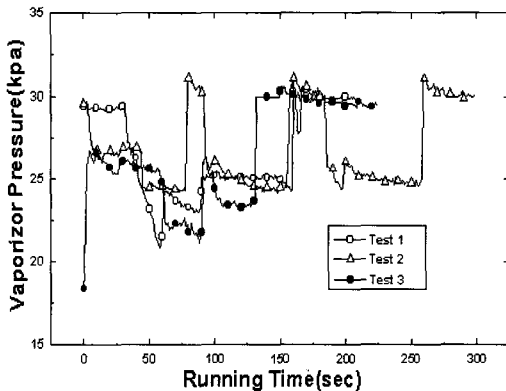


Fig. 10 Vaporizer pressure distribution for running times from Test 1, Test 2 and Test 3

Fig. 11은 Test 1에 대한 봄베 압력과 라인압력을 나타낸 그림이다. 라인압력은 연료봄베에서 액상 및 기상 솔레노이드밸브 사이의 액상파이프

의 압력을 나타낸다. 라인의 압력변화가 심한 곳까지인 가속시에는 봄베의 압력과 라인의 압력의 차이가 있다가 감속시에는 차이가 현저히 줄어들 수 있다.

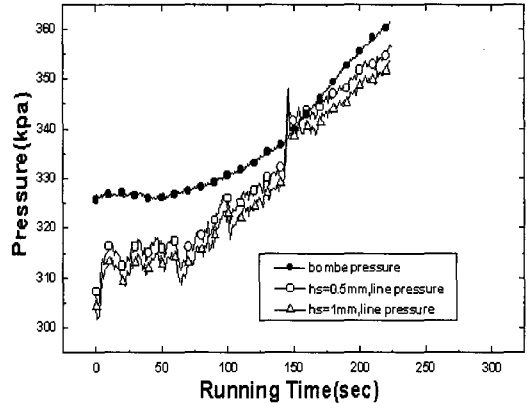


Fig. 11 Pressure distribution for running Times from Test 1

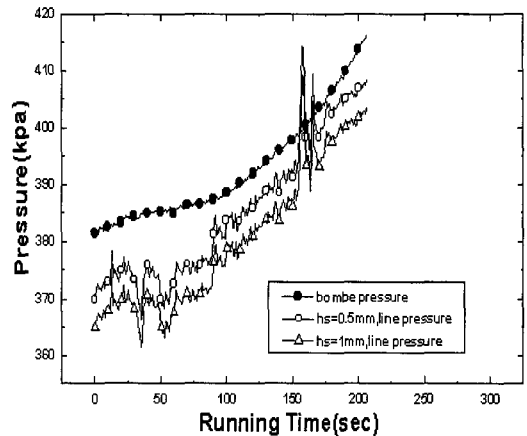


Fig. 12 Pressure distribution for running times from Test 2

Fig. 12는 Test 2에 대한 봄베 압력과 라인압력을 측정된 그림이다. 압력의 변동율이 Test 1의 경우보다 빠름을 알 수 있고 오리피스직경이 1mm 인 경우가 0.5mm인 경우보다 압력이 안정적으로 측정되었다. 특히 가속에서 감속으로 전환하는 시점에서 Test 1보다 변동이 급격하게 되어 급가감속 정점에서 가속성능 불량이 예측됨을 추



론할 수 있었다. Fig. 13은 Test 3에 대한 펌프 압력과 라인압력을 측정된 그림이다 연료라인의 압력은 펌페의 압력보다 전반적으로 낮게 나타났다. 세가지 측정중 오리피스직경이 1mm 인 경우가 0.5mm인 경우 보다 압력이 가장 안정적으로 측정 되었다. 즉 작동시간이 경과함에 따라 펌페의 압력과 라인의 압력차이가 안정적으로 커져 갔다.

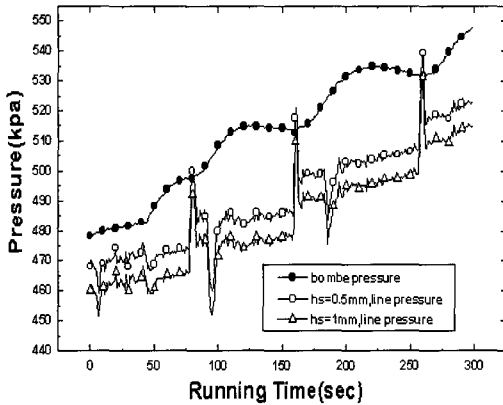


Fig. 13 Pressure distribution for running times from Test 3

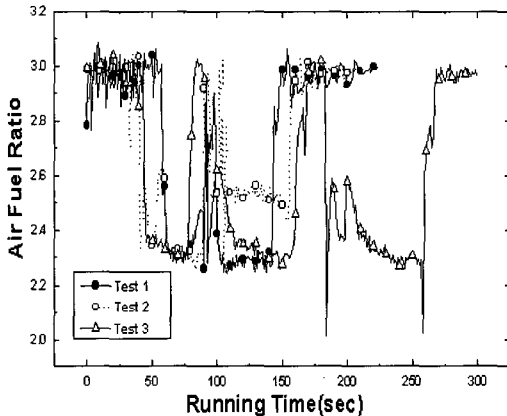


Fig. 14 Air fuel ratio distributions for running times from Test 1, Test 2 and Test 3

Fig. 14는 Test 1, 2, 3의 경우 공기와 연료비를 측정된 결과이다. 그림에서 측정값이 높을수록 연료공급이 차단되기 쉬운 조건이 됨을 의미한다.

결과를 종합적으로 분석해 보면 Test 1의 경우 펌페의 압력은 330~360kPa 범위에서 변화하여

초기 가속시 라인의 압력은 비교적 불안정한 상태를 나타내었고, 펌페와 라인의 압력은 감속시 불안정한 형태를 보였다. Test 2의 경우 펌페와 연료라인의 압력은 Test 1일 때 보다 높게 측정되었고 펌페와 연료라인의 압력 차압은 Test 1보다 크게 되어 연료량이 많이 유입되었다. 특히 160초가 경과된 급감속시점인 경우에는 순간적으로 연료라인의 압력이 펌페의 압력보다 높아지는 양이 Test 1의 경우보다 더 크게 되었고 감속후의 압력 변화는 비교적 안정되었다. 이러한 현상은 급가감속시 속도가 변환할 때 최소유량이 공급되는 원인이 될 수 있다. Test 3의 경우 펌페와 연료라인의 압력은 Test 1, Test 2 보다 크게 측정되었고 펌페와 라인의 압력도 훨씬 안정되게 측정되었다.

## 7. 결 론

LPG 기관은 급가감속시 연료공급의 부족으로 주행시 출력부족 현상이 가끔 발생한다. LPG 기관의 시동꺼짐 현상의 가장 큰 원인은 연료공급부족에 기인하고 이는 구성요소에서의 문제점과 차량에서의 문제점으로 나누어 볼 수 있다. 만약 구성요소의 결함이면 베이퍼라이저 1차실부터 믹서까지의 연료공급 문제, 즉 과류밸브의 차단작동압력의 편차, 스프링의 산포도, 오리피스직경 문제 등으로 요약되고, 차량에서의 문제점인 경우 펌페, 베이퍼라이저압력, 과류밸브 전후의 압력 상관관계로 요약할 수 있다. 이러한 LPG 기관의 시동꺼짐 및 가속성능 불량에 관한 실험 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. EFV에 사용되는 스프링의 불량이 과류밸브의 차압에 영향을 미치고 연료공급에도 영향을 미쳐 가속성능불량의 가능성이 높았다.
2. EFV의 오리피스직경이 0.5mm일 경우 차압이 0.20ata 이상이 되면 유량막힘 현상이 발생하였고 1mm인 경우에는 0.16ata 이상이 되면 유량막힘 현상이 발생하였다.
3. 펌페의 압력변화는 일정하여 과속성능 불량에는 크게 영향을 미치지 않았고, 베이퍼라이저 압력변화는 차량의 가속성능에 많은 영향을 줄

수 있음이 예측되었다.

4. 봄베 압력과 라인압력변화는 베이퍼라이저 압력보다 대응력이 빨라 가속성능과 시동꺼짐에 적은 영향을 미쳤으며 특히 가속에서 감속으로 전환하는 시점에서는 Test 2, Test 1, Test 3의 순으로 압력변동이 급격하게 되었다.
5. 봄베, 베이퍼라이저의 압력변화에 의해 민감하게 반응하는 과류밸브의 차단 압력변화는 가속성능에 많은 영향을 미쳤다.
6. 과류밸브의 오리피스 직경이 작은 경우 벤츄리 효과에 의한 압력저하로 액상 연료의 기화가 발생하여 연료 공급 부족의 원인이었고 이는 가속성능 불량에의 원인이 되었다.

### 참고문헌

- [1] 한국자동차튜닝연구회, "LPG 자동차시스템", pp. 40-49, 1999
- [2] 박심수, "LPG에 사용되는 EFV에 관한 연구"공사논문집, 제15집, pp. 111-119, 1982.
- [3] 하재현 편저, 유체역학, 문운당, pp. 225-226, 1998
- [4] LPG 자동차용 용기밸브의 검사기준, 지침번호 21067, 한국가스안전공사, 제정일자 1996. 6.15
- [5] R. Sierens, "An experimental and theoretical study of liquid LPG injection", SAE Paper 922363, 1992
- [6] John, B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988

### 저 자 소 개



#### 김철수 (金喆洙)

1957년 3월생, 1981년 경북대학교 기계공학과 졸업, 1983년 경북대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사), 1993년 고려대학교 대학원 기계공학과 졸업(박사), 1984-1989년 한국건설기술연구원연구원, 1991-1993년 고려대학교 생산기술연구원 연구원, 1993-1996년 대우자동차 기술연구소 책임연구원, 1996-현재 원주대학 자동차서비스과 부교수, 당 학회 정회원



#### 장태익 (張太翼)

1959년 1월생, 1985년 국립금오공과대학교 기계공학과(학사), 1989년 동대학원 기계공학과(석사), 1996년 성균관대학교 대학원 기계설계공학과(박사), 현 세명대학교 건설공학부 건축설비공학과 교수, 당 학회 정회원.



#### 김창헌 (金昶憲)

1957년 9월생, 1981년 한양대학교 기계공학과 졸업, 1983년 한양대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사), 1999년 한양대학교 대학원 기계공학과 졸업(박사), 1984-2001년 대우자동차 기술연구소 책임연구원, 2001-2003년 (주) 동보 기술연구소 소장, 2003-현재 동화상협(주) 기술연구소 소장