

LPG 연료기관의 성능특성에 관한 연구

조기현* · 백태실** · 백 이*** · 이정택****

A Study on Performance Characteristics in a LPG Fueled Engine

K-H Cho* · T-S Baek** · Y Paek*** · J-T Lee****

Key words : Liquefied Petroleum Gas (LPG, 액화석유가스), Off-Road Vehicle (노외차량), Specific Fuel Consumption (연료소비율), Emissions of Pollutants (배기 배출물).

Abstract

This study was carried out to develop an engine for off-road vehicles especially for farm tractors using the liquefied petroleum gas (LPG) which is known as a source of energy having good potential of substitute fuel for diesel engine because of its economical advantage and low pollutant materials after combustion. The study was focused on develop an engine of high in specific power output, low in specific fuel consumption and emission of pollutants.

A series of test was done on the engine - various laboratory tests to analyze performance of the engine and actual field tests with the engine installed on a farm tractor as a power source.

1. 서 론

최근 산업의 발달과 이에 따른 각종 연소장치, 수송장치 등으로부터 배출되는 연소가스중의 유해 물질에 의한 환경 오염은 점차 심각한 사회 문제로 대두되고 있다. 이에 따라 현재 각종 동력원으로 이용되고 있는 연료의 소비 절감과 저공해에 너지의 이용 및 개발은 다른 무엇보다 시급히 해결되어야 할 과제의 하나이다. 특히 나날이 심각해져 가는 환경오염의 문제가 인류 생존을 위협할 지경

에 이듬에 따라, 종래의 도로용 자동차만을 규제 대상으로 하던 내연기관의 배출가스 규제에 내연기관으로 인한 환경오염을 막기는 어렵다는 판단하에, 세계각국은 중진의 규제 대상 이외에도 아직까지는 규제 대상이 아니었던 건설기계, 산업용 기계 등의 차량과 자동차 이외의 교통수단(철도, 항공, 선박)의 기관에 대해서도 그 규제를 확대 실시하고 있다.

이러한 석유 의존도가 높은 자동차 연료에 있어서 대체 연료로 현재 가장 기대를 가지는 연료 중

* 정회원, 경도대학 차량기계학과 교수, 공학박사

** 정회원, 보람1대학 자동차학과 교수

*** 농업기계화연구소 연구원

**** 김천과학대학 자동차기계제열 겸임교수

의 하나가 LPG이다. LPG가 자동차 연료로서 사용되기 되고 있는 이유는 석유 또는 지하 가스층 등의 자원이 풍부하고, LPG제조 기술이 확립되어 공급측면에서 안정성이 있고 상온에서 액체이므로 취급, 운반, 계량등이 비교적 용이하며 기존 사용되고 있는 내연 기관의 구조를 크게 변형시키지 않고도 사용이 가능하여 천연가스와 더불어 가까운 장래에 기술적, 경제적으로 실용화의 가능성이 높고 실용화까지의 기간도 비교적 짧은 것으로 기대되고 있다.

이처럼 각광을 받고 있는 LPG연료의 장점은 첫째, 옥탄가가 높으므로 가솔린기관보다도 압축비를 높일 수 있어서 열효율 상승을 도모할 수 있다. 둘째, 질소 산화물(NOx) 과 Soot의 발생이 적다. 셋째, 디젤 기관에서도 적용이 가능하며 가연한계가 넓으므로 연료의 양을 줄일 수 있고, 따라서 배기 배출저감의 효과가 기대 된다는 점이다.

LPG에 관한 연구로는 SI기관을 LPG로 구동하였을 경우 성능을 분석하였으며^{1,2}, 2행정 및 4행정의 가솔린기관에 스톨를 벤츨리를 부착하여 가솔린기관에 비해 배기온도 4℃감소, NOx 50%감소가 되었고³, 경부하차량의 가솔린기관에 3종의 LPG를 공급하여 탄화수소의 저감이 있다고 보고하였다⁴. 압축비가 5.4인 트럭가솔린기관에 압축비를 8로 높혀 LPG를 사용한 경우 연료소비율이 최대부하에서 23%나 감소함을 나타냈다⁵. 압축비를 변화하지 않고 가열장치 및 기화장치를 개선하여 실현한 결과 출력 및 연료소비율이 낮게 나타났다⁶. 중소형 트럭을 포함한 저부하 차량에 CNG 변환장치와 LNG변환장치를 부착하여 실현한 결과 가솔린에 비하여 15~25%경제적인 이득을 보았다고 하였다^{7,8}.

본 연구의 목적으로는 공기기관과 산업용 디젤 기관의 성능을 비교하여, 디젤기관을 LPG기관으로 전도시 그 성능을 예측하여, 그 성능등을 분석하여, 노외차량용(off-road) 기관으로서 만족을 위한 고성능, 저 배기가스배출을 만족하는 기관개발에 목적을 두고, LPG기관으로 이용하는 데 기초자료로 활용하고자 한다.

2. 이론적 고찰

2.1 LPG 연료의 특성

내연기관 연료로서의 LPG는 기화시 공기의 균일한 혼합으로 가연한계가 넓기 때문에 안정적이고 회박연소가 가능하며 연료 소비량을 저감시킬 수 있을 뿐만 아니라, 또, 옥탄가가 높기 때문에(95~110) 파급이나 압축비를 높일 수 있어 출력과 열효율을 향상시킬 수 있고, 가솔린에 비해 착화지연이 되어 노킹이 잘 일어나지 않는다. 또한 운전시 소음이 작고, 비점이 낮아 실린더 밖에서 기화하므로 연소실에 슬러지나 카본의 퇴적이 적다. LPG는 거의 완전연소가 이루어지므로 피스톤, 밸브, 점화플러그 등에 탄소 부적이 적어 기관과 점화플러그의 수명이 길어진다. 또한, 배기가스에 매연이나 그을음의 발생이 적고, 일산화탄소나 탄화수소와 같은 유해물질의 발생이 적으며, 황의 함량이 가솔린의 1/10에 불과하고, 아황산가스나 납 등의 의한 대기오염을 줄일 수 있다. 그러나, 단위체적당 발열량이 가솔린에 비해 5%정도 낮으며, 연료가 가스상태로 공급되어 충전효율이 저하하기 때문에 고부하 영역에서 가솔린에 비하여 5~10%의 출력저하가 발생한다.

2.2 수학적 모델

기관의 성능 예측을 위해서 기관의 가스교환과정과 동력과정으로 나누어서 해석하였으며, 혼합기의 조성은 이상혼합기체로 가정하였다. 가스교환과정에 관한 모델은 그림 1과 같다.

물질 평형방정식과 에너지 평형방정식, 기체의 상태방정식을 사용하여,

$$\text{연속방정식: } dm_C = dm_I - dm_E$$

$$\text{상태방정식: } P_C V_C = m_C R T_C$$

$$\text{개발계 가스방정식: } P_C V = m_I R T_I - m_E R T_C$$

$$\text{열역학 제1법칙: } dQ_{in} = dE + P dV$$

와 같은 방정식을 얻을 수 있다. 여기서, 가스특성방정식과 상태방정식을 이용하여

$$dP_C = P_C k_E \left[\frac{-dV}{V} - \frac{1}{k_E} \frac{dm_E}{m_E} + \frac{1}{k_E} \frac{dm_I}{m_C} + \frac{dQ_{in}}{C_p m_C T} \right]$$

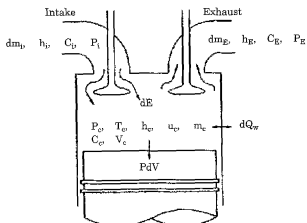


Fig. 1 Physical model of an engine cylinder to simulate gas exchange process.

$$[T_c]_{n+1} = \frac{[P_c]_{n+1} V_{n+1}}{[m_c]_{n+1} \cdot R}$$

의 압력과 온도가 계산된다.

벨브주위 기체의 유량을 예측하기 위한 이론식의 전개는 베르누이 방정식과 등 엔트로피과정이라는 가정을 통하여 다음과 같이 정리된다.

$$hg + \frac{v^2}{2} + \int \frac{dP}{\rho} = constant$$

$$hg + \frac{v^2}{2} + \int \frac{dP}{\rho_0 \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{1}{k}}} =$$

$$hg + \frac{v^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{P_0}{\rho_0} \frac{1}{k} P^{\frac{k-1}{k}} = constant$$

이때, Reservoir부와 Throat부의 값이 같으므로 유동속도 v 를 구하면 다음과 같다.

$$v_1 = \sqrt{RT_0} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

벨브주위를 흐르는 유속이 $M=1$ 이라면

$$\frac{P_1}{P_0} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \text{ 이 된다.}$$

이에 따른 질량유동률 (\dot{m}) 은 압력비

$$\sigma = \frac{P_1}{P_0} \frac{P_0}{\rho_0} = RT_0 \text{ 이고, 0 에서 다음과 같이 표현될 수 있다.}$$

$$\dot{m} = AC_f \sqrt{\rho_0} P_0 (\sigma)^{\frac{1}{2}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[1 - (\sigma)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

또한, 총 흡·배기유량 m_f, m_g 는 다음과 같이 나

타낼 수 있다.

$$m_f = \int \dot{m}_f dt$$

$$m_g = \int \dot{m}_g dt$$

연소율 관계식은 연소가 개시되면서 어느 크랭크 각도까지 연소한 비율을 나타내는데 여기서는 iebe의 Heat release model을 사용하여, 연소특성이 비슷한 가솔린 연소모델에 적용하여 다음의 연소율과 연소시각후 각 θ 까지의 연료로부터의 발열량을 계산할 수 있다.

$$\text{연소율 } b(\theta) = 1 - \exp(-ay^{m+1}), \text{ 단, } y = \frac{\theta - \theta_0}{\theta_6}$$

$$\text{발열량 } Q_f = Q_c \cdot M_f \cdot b(\theta)$$

여기서 M_f = 연료량

ay = 연소효율계수

m = 연소형상계수

$b(\theta)$ = 연소된 질량 분율

θ_6 = 연소기간

θ_0 = 연소개시각도

Q_f = 발열량

Q_c = 연료의 저위발열량

또한, 실린더벽면과 실린더헤드로의 열전달량은 Annand 식을 이용한 순간 열전달량을 산출하는 계산식은 다음과 같다.

$$dQ_w = \sum_i h_i A_i \cdot (T_c - T_{w_i}) dt$$

여기서 h = 평균열전달계수, dQ_w = 실린더 벽면의 손실이다.

3. 실험 장치 및 방법

3.1 실험 장치

Fig. 2는 실험 장치의 개략도를 나타낸 것으로 흡기계통, 실험기관, 와전류 동력계, 연료 공급계통, 연료 분사장치, 배기계통, 연소 해석장치 및 배

기 분석장치로 구성되며, 각 부분의 압력과 온도를 측정할 수 있도록 구성되어 있다.

본 연구에서 사용한 기관은 산업용 기관 제조업체 D사의 3기통 수냉식 산업용 디젤기관의 제원과 LPG기관으로 시뮬레이션한 주요 제원은 Table 1. 과 같다.

Table 1. Specification of test engine.

| Item | TD-1800F-1(Diesel) | L P G |
|-------------------------------|--------------------|-------------------|
| Type | 4 stroke, in line | 4 stroke, in line |
| Combustion chamber type | swirl chamber | Toroidal chamber |
| Fuel Injection | Bosch K pump type | Mixer type |
| Cylinder bore × stroke-number | 82 mm × 82 mm-3 | 82 mm × 82 mm-3 |
| Piston displacement | 1,299cc | 1,299cc |
| Compression ratio | 21:1 | 9.5:1 |
| I.O | | 20° BTDC |
| I.C | | 45° ABDC |
| E.O | | 50° BBDC |
| E.C | | 15° ATDC |
| Length of connecting rod | | 133 mm |

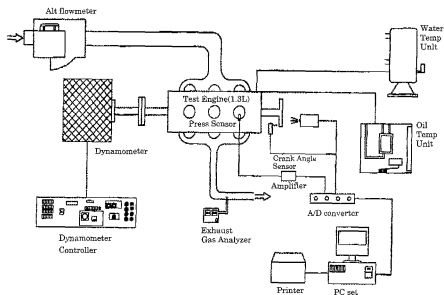


Fig. 2 Schematic diagram of test apparatus.

3.2 실험방법

본 시뮬레이션은 LPG를 연료로 하여 단일 영역의 결과를 나타내며, 단일 영역모델에서 기관회전수 1400~2800rpm, 압축비 9.5 및 연소 개시각도 BTDC 4°의 기관작동 조건에서 LPG 연료를 사용하는 시뮬레이션 기관으로부터 얻어진 결과와 실제 디젤기관의 성능을 비교하였다. 성능예측 시뮬레이션의 개략도는 Fig. 3과 같다.

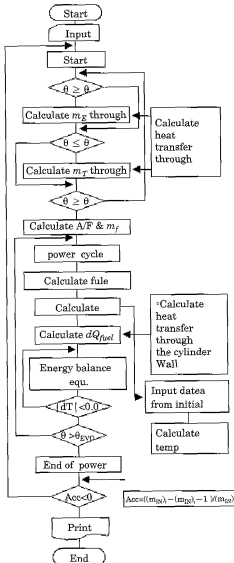


Fig. 3 Flow chart for simulation of air standard gas engine.

4. 결과 및 고찰

(1) 기관의 출력

Fig. 4는 기관회전수 1400~2800 rpm에서 디젤기관의 결과와 연료를 LPG로 시뮬레이션한 경우 공시기관의 결과로부터 나온 출력 곡선을 나타낸다.

그림에서 보면 일점체선으로 나타낸 것은 LPG를 연료로한 공시기관의 시뮬레이션 결과이고, 실선으로 나타낸 것은 디젤기관의 결과이다. 디젤기관을 기준으로 하여 공시기관의 값이 다소 낮게 나타났으며, 특히 2600 rpm 영역에서는 LPG를 사용한 공시기관이 약 0.3~0.7 kW정도 차이를 보였다. 이는 LPG의 발열량이 디젤보다 낮은 이유로 볼 수 있다.

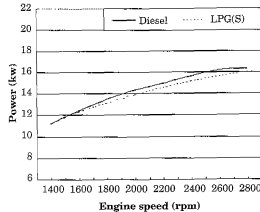


Fig. 4 Power curves of LPG Engine & diesel Engine.

(2) Torque 곡선

Fig. 5는 기관 회전수 1400~2600 rpm 영역에서 디젤기관과 연료를 LPG로 한 경우의 공시기관의 시뮬레이션 결과로부터 나온 토크 곡선을 나타낸다.

그림에서 보는 바와 같이 토크 결과는 디젤기관의 결과보다 공시기관의 결과 값이 낮게 나타났다. 최대 토크 지점인 1460 rpm에서 디젤기관의 결과보다 공시기관의 값이 약 0.5 Nm 낮게 나타났으며 그 차이는 출력 성능 결과와 같은 이유로 인하여

디젤상태보다 벌어지는 것으로 생각하며, 또한 공기기관의 전회전 영역에서 약 10~20 N.m 낮게 나타난 이유는 LPG의 체적효를 저하에 기인한다고 생각한다.

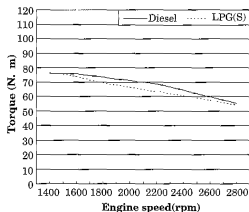


Fig. 5 Torque curves of LPG Engine & diesel Engine.

(3) BSFC 곡선

Fig. 6은 기관 회전수 1400~2800 rpm영역에서 디젤기관과 연료를 LPG로 한 경우의 공기기관의 시뮬레이션 결과로부터 나온 연료소비율 곡선을 나타낸다.

BSFC에 대한 공기기관의 실험 결과에서 디젤기관의 연료소비율과의 차이는 이론 공연비에 대한 완전연소 및 불안전연소의 차이에 의한 것으로

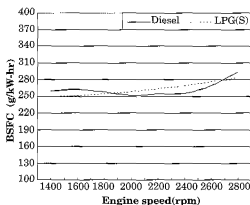


Fig. 6 BSFC curves of LPG Engine & diesel Engine.

판단된다. 일반적으로 디젤기관과 LPG를 사용한 공기기관은 유사한 경향을 보였으며, LPG가 디젤기관보다 4~8%로 다소 높은 것으로 나타났다.

(4) 압축비의 변화에 따른 결과

Fig. 7은 기관회전수를 2600 rpm영역에서 압축비를 8.5, 9.5, 10.5로 변경시켜 가며 압력 선도를 나타낸 것이다.

그림에서 보는 바와 같이 압축비 변화에 따른 결과에서는 압축비가 높아질 수록 폭발시의 압력이 높아지는 것을 알 수 있다.

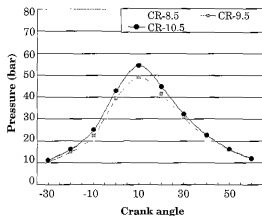


Fig. 7 Pressure curves of various compression ratio (at 2600 rpm).

(5) 연소 개시각도의 변화에 따른 결과

Fig. 8, 9에서는 각각 최대 토크시의 회전수 1600 rpm 영역과 최대출력시의 회전수 2600 rpm 영역인 이 두 조건에서 연소 개시각도를 BTDC 15~0°까지 변화시켜 얻은 출력 곡선을 나타낸다.

Fig. 8에서 기관 출력 곡선을 보면 연소 개시각도를 전각시킬수록 출력이 높게 나타나다가 약 10° 부근에서 최고를 보이며, 그 후 점차 완만하게 낮아지는 것을 볼 수 있고, Fig. 9에서도 곡선의 경향은 동일하나 약 10° 부근에서 최고임을 알 수 있다. 이 결과로부터 최적의 연소 개시각도는 회전수의 변화에 따라 다를 수 있었다.

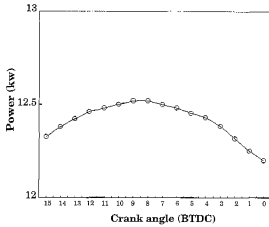


Fig. 8 Power curves of various combustion start angle(at 1600rpm).

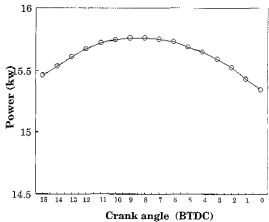


Fig. 9 Power curves of various combustion start angle(at 2600rpm).

5. 결 론

LPG기관의 개발에 필요한 성능을 분석하고 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 본 공시기관의 성능 결과에서 나타난 바와 같이 기존 디젤기관의 성능과 비슷한 결과가 나타나므로, 이는 기존 디젤기관을 LPG 기관으로 개량하여 활용할 수 있음을 확인하였다.

2) 본 연구에서 디젤기관의 회전수 2600 rpm 영역에서 연소개시 각도 변화에 따른 압력 및 출력 결과로서 최적 연소 개시각도는 약 10° 정도임을 알 수 있었다.

3) 공시기관의 압축비가 8.5~10.5로 변화할 때 압력은 43-55 bar로 높아질 것을 알 수 있다.

참 고 문 헌

1. 조기현, "Off-road 차량용 LPG기관의 개발에 관한 연구", 경상대학교 박사학위논문, 2000.
2. Arcoumanis, C, Bicen, A.F, and Whitelaw, J.H, "Effect of Inlet Parameters on the Flow Characteristics in a Four-Stroke Model Engine", SAE 820750, 1982
3. Bass, E. Bailey, "LPG Conversion and HC Emissions Speciation of a Light-Duty Vehicle",

SAE Paper No. 932745, 1993.

4. Hill, P. G, et al, "The Performance of a Spark-Ignition Fuelled with LPG", SAE Paper No. 840234, 1984.
5. Larson, G. H, "LP Gas as a Fuel for Farm Power Units. Agri. Engng", Vol. 31, Part 5, pp. 215-218, 1950.
6. Latuser, J. P, and R. W. Burrahm, "Conversion of Two Small Utility Engines toLPG Fuel", SAE Paper No. 932447, 1993.
7. Matthews, R., et al, "The Texas Project Part 1 - Emissions and Fuel Economy of Aftermarket CNG and LPG Conversions of Light-Duty Vehicles", SAE Paper No. 962098, 1996.
8. R.C. McIntosh et al, "Turbocharging a 6 Cylinder Diesel for Various ratings and Applications ", SAE 810034, 1981.

저 자 소 개



조기원(趙基遠)

1969년 1월생 1991년 대동공업(주). 1992년 대우자동차(주). 1994년 경상대학교(공학석사) 2000년 경상대학교(공학박사) 현~경북도립 경도대학 차량기계학과 조교수(학과장).



백태실(白泰實)

1960년 10월생. 1983년 한국해양대학교 기관공학과 졸업. 1989년 2월 동대학원 졸업(공학석사). 2001년 2월 한국해양대학교 기계공학과 박사(공학박사) 수료. 현 ~포항 1대학 자동차과 전임강사



백 이(白 伊)

1961년 6월생 1990년 경상대학교 졸업(석사). 1997년 경상대학교 기계공학과 졸업(박사). 현~아산대학 자동차과 겸임교수



이정택(李貞澤)

1995년 경북대학교 졸업. (학사) 1997년 경북대학교 대학원 졸업(석사) 2000년 경북대학교 대학원 수료(박사) 현 김천과학기술대학 자동차기계계열 겸임교수