

농용 석유기관의 LPG 이용에 관한 연구

Study on the LP Gas as a Fuel for Farm Kerosene Engine

조 기 현*	이 승 규**	김 성 태**	김 영 복**
정회원	정회원	정회원	정회원
K. H. Cho	S. K. Lee	S. T. Kim	Y. B. Kim

ABSTRACT

In order to find out the potential of LP gas as a substitute fuel for small farm engine, experiments were carried out with a four-stroke spark-ignition engine which was modified from a kerosene engine mounted on the power tiller. Performance characteristics of kerosene and LP gas engine such as torque, volumetric efficiency fuel consumption rate, brake thermal efficiency, exhaust temperature, and carbon monoxide and hydrocarbon emissions were measured and analyzed under various levels of engine speed and compression ratio. The results were summarized as follows.

1. It showed that torque of LPG engine was 41% lower than that of kerosene engine with the same compression ratio, but LPG engine with compression ratio of 8.5 it was showed similar torque level to kerosene engine with compression ratio of 4.5.
2. Fuel consumption of LPG engine was reduced by about 5.1% and thermal efficiency was improved by about 2% compared with kerosene engine with the same compression ratio. With the increasing of compression ratio in LPG engine fuel consumption rate decreased and thermal efficiency increased.
3. Exhaust temperature of LPG engine was about 15% lower than that of kerosene engine. Concentrations of emissions from LPG engine was affected insignificantly by compression ratios, and carbon monoxide emissions from the LPG engine was not affected by engine speed so much. The carbon monoxide and hydrocarbon emissions from LPG engine were about 94% and 66% lower than those of kerosene engine, respectively.

주요-용어 (Key Words): 점화시기(Ignition Timing), 석유기관(Kerosene Engine), 동력경운기엔진(Power Tiller Engine), 액화석유가스(Liquefied Petroleum Gas), 압축비(Compression Ratio)

1. 서 론

석유자원은 부존량에 한계가 있으며, 이용시 대기 오염 등 공해의 문제점이 발생하므로, 이들을 동시에 해결하기 위한 방법으로써 대체연료 개발이 활발

이 진행되고 있다.

지금까지 연구된 대체연료로서는 알콜이나 식물유 등이 있으나 알콜류는 유기적으로 대량생산이 가능하나 탱크용량이 커야 하는 문제가 있고, 식물유인 옥수수유, 미강유, 피마자유, 유채유 등은 생산단

* 밀양산업대학교 기계공학과

** 경상대학교 농과대학 농업기계공학과

가가 높고 연료로서의 점도나 발열량을 유지하기 위한 조작이 필요하며, 장시간 운전시 분사장치 등의 주요 부위에 카본 등의 퇴적물이 축적되는 문제로 실용화에 어려움이 남아 있다(Anderson 등, 1985: Connor, 1982).

그러나 전기점화기관의 대체연료로서 사용되고 있는 액화석유가스(LPG)는 옥탄가가 높아 압축비를 높이기 용이하고, 공기와의 혼합이 균일하기 때문에 국부적인 이상연소가 일어나지 않으며, 가연한계가 넓어 희박영역에서의 운전이 가능하다(전, 1974). 특히, LPG는 배기가스의 오염물질 배출량이 비교적 적기 때문에 그 이용률이 계속 증가되고 있으며, 장래의 대체 연료로서 주된 역할을 할 압축천연가스(CNG), 액화천연가스(LNG)와 함께 기관의 성능 향상과 배기 특성에 관한 연구가 활발히 추진되고 있다(허, 1984; Hara, 1994; Latusek 등, 1993).

따라서, 본 연구는 농업용 내연기관의 대체연료로서 LPG 연료의 활용 가능성을 타진하기 위하여, 동력경운기 탑재용 석유기관을 대상으로 석유와 LPG를 사용할 경우 기관의 토크, 체적효율, 연료소비율, 제동열효율, 배기가스온도, 배기배출물 농도 등의 제특성을 비교, 분석하므로써 농업 LPG 기관의 개발 및 운용에 필요한 기초자료를 제시하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

가. 실험장치

본 실험에 사용된 실험장치는 그림 1에 나타낸 바와 같이 실험기관, 교류동력계, 연료공급장치, 흡기계통, 배기계통 및 배기가스 분석장치 등으로 구성하였다.

사용한 기관은 동력경운기 탑재용 수냉식 4사이클단기통 석유기관으로 주요 제원은 표 1과 같다.

LPG연료의 공연비로 조절하기 위해 그림 2와 같이 연소실의 헤드면을 가공하였다. 이것은 석유에 비하여 LPG의 옥탄가가 월등히 높은 장점을 이용하여 기관의 열효율을 증대시키기 위하여, 전기점화기관의 옥탄가와 한계압축비에 맞도록 기관의 일부를 가공하는 것이다. 즉, 그림 2에서 보는 바와 같이 실린더 헤드면을 기준면으로부터 10.9mm 절삭가공하여 연소실 용적을 줄임으로서 압축비(compression ratio, CR)를 6.5로 조절할 수 있게 하였다.

또, 최대 14.0 mm 절삭가공한 헤드와 기존 헤드개스킷 보다 얇은 개스킷을 제작하여 연소실의 형상을 바꾸지 않고 압축비를 8.5로 증가시킬 수 있게 하였다. 따라서, LPG 기관의 행정용적은 667cc로 일정하며 압축비가 4.5, 6.5 및 8.5일 때 연소실용적은 각각 190.6cc, 121.3cc 및 89.0cc가 되도록 하였다.

Table 1 Specfication of the engine tested

Item	Specification
Engine type	4 Cycle water-cooling kerosene engine, single cylinder, horizontal type
Bore(mm) × Stroke (mm)	90 × 105
Compression ratio	4.5
Total displacement(cc)	667
Maximum torque(N · m/rpm)	38/1,800
Maximum output(kW/rpm)	8.09/2,200
Rated output(kW/rpm)	5.88/2,000
Length of connecting rod(mm)	180
Crank radius(mm)	52.5
Method of ignition	Magneto ignition

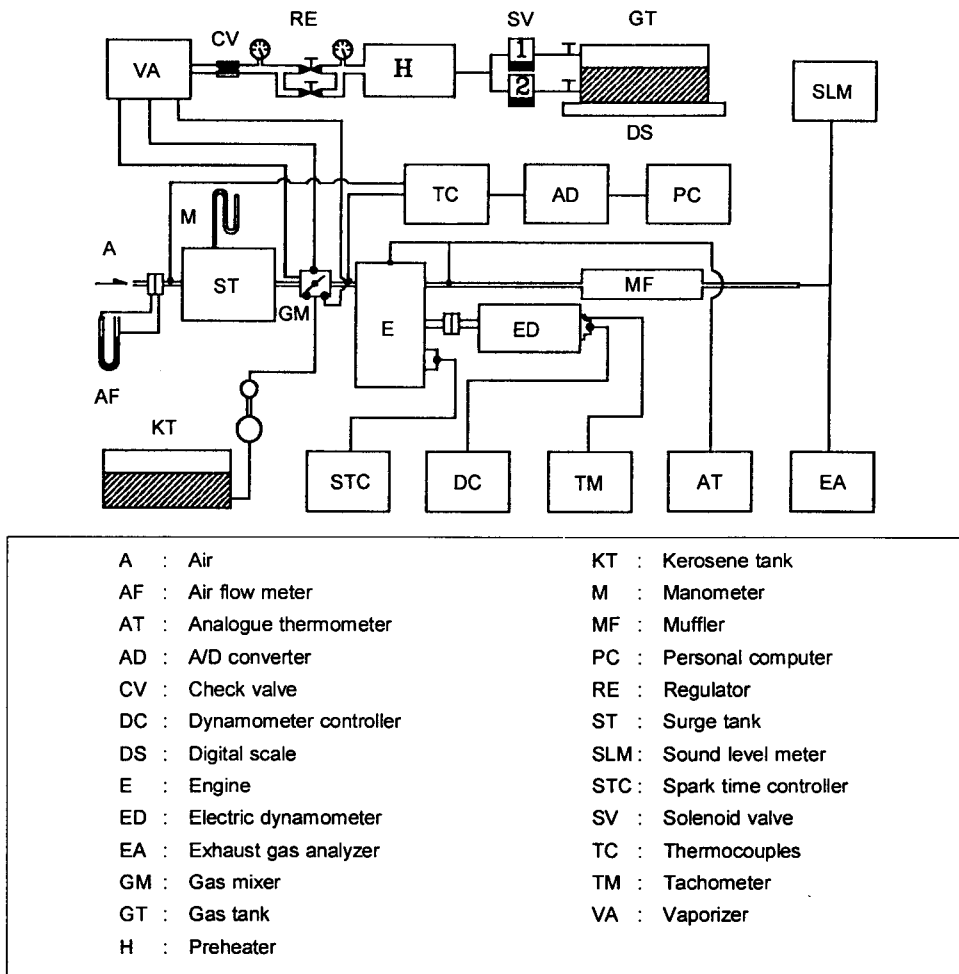


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

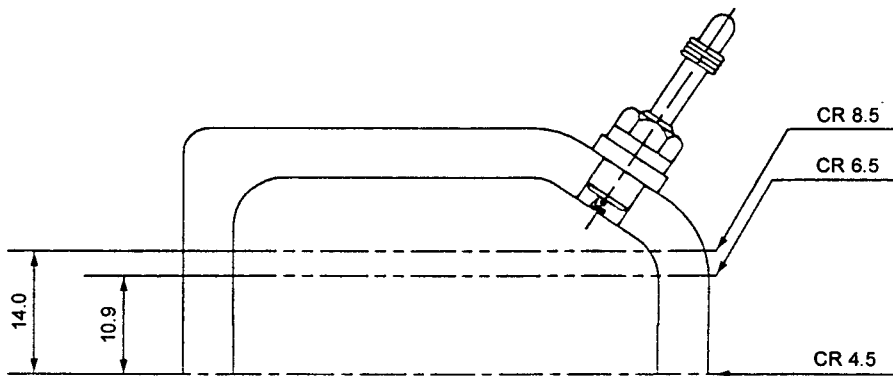


Fig. 2 Configuration of combustion chamber.

동력은 기관과 와전류식 동력계(EA-10C 공냉식, 최대흡수동력 10 PS, 최대회전수 4,000rpm)를 직접 연결하여 측정하였으며, 기관의 회전수는 디지털속도지시계로 측정하였고, 부하저항기로 부하를 조정하였다.

흡기계통은 지름 52.9 mm의 흡입관과 흡입공기의 맥동현상을 방지하기 위한 서지탱크로 구성하였으며, 서지탱크의 체적은 기관의 행적체적의 약 360배 이상인 0.343m³로 하였다. 또, 흡입공기량을 측정하기 위하여 오리피스유량계(round type, 12mm, 유량계수 0.546)를 서지탱크의 입구쪽에 설치하였다.

석유연료는 연료탱크를 기관으로부터 1.7m 높이에 설치하여 중력에 의하여 공급되도록 하였고, 유량계(burette형, 20cc)를 설치하여 연료유량을 측정하였다. 또 LPG 연료의 공급장치는 LPG탱크, 연료조절장치(magnetic controller), LPG의 기화를 돕기 위한 예열기 및 기화기(vaporizer)와 믹서의 벤츨리부 등으로 구성하였으며, LPG 소비량은 디지털저울로 최소 2 g을 감지할 수 있는 측정장치를 제작하여 이용

하였다.

그리고, 기화기에는 그림 3에 나타난 바와 같이 미터링 밸브와 아이들 조절밸브를, 또 각 부위에는 조절 스크류를 설치하여 기관이 최적 운전조건이 되도록 조정하였다.

기관내부의 온도를 적정 온도로 유지시키기 위하여, 기존의 방열기를 제거하고 일정한 수두를 갖는 냉각수탱크를 설치하였으며, 냉각수의 공급은 중력식으로 연속공급하여 기관을 냉각시킨다. 또 기관의 냉각수 온도조절은 입구쪽에 냉각수유량을 조절할 수 있는 조절밸브를 설치하였고, 이 밸브의 작동은 출구쪽의 냉각수온도를 감지하여 입구쪽의 감속모우터가 냉각수 조절밸브의 개도량을 조절함으로써 냉각수의 출구온도를 항상 80℃로 일정하게 유지시켰다.

배기가스온도는 배기관 50 mm 위치에 열전대(K형)를 설치하여 정밀도 0.1℃의 아날로그 온도계로 측정하였다. 배기가스농도는 샘플링 프로브(sampling probe)를 배기관에 직접 삽입하여 채취하고 비

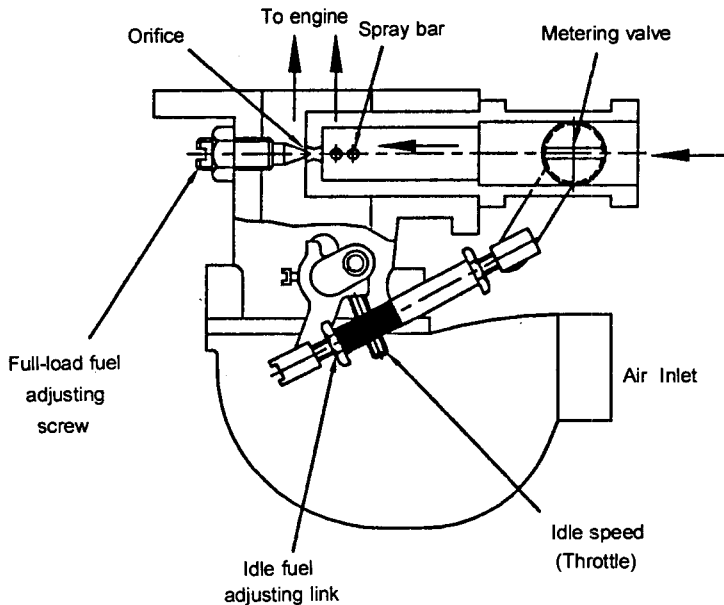


Fig. 3 Modified LPG carburetor.

분산 적외선 방식(NDIR; non-dispersive infra-red) 배기가스 분석기로 일산화탄소농도(0-9.99 volumetric %)와 탄화수소농도(0~10,000 ppm)를 측정하였다.

Pa : 측정 대기압(mmHg)

Pw : 대기중의 수증기분압(mmHg)

Θ : 대기의 온도(℃)

나. 실험방법

본 실험에 사용된 연료는 국내의 정유업체인 유공(주)제품으로, 석유와 LPG의 이화학적 성질은 표 2에 나타낸 바와 같다.

기관출력시험은 한국공업규격 소형 육용 내연기관의 성능측정방법(KS-B 0115)에 준하여 표준상태(대기압 760mmHg, 온도 20℃, 상대습도 65%)에서의 부하 하중에 대한 계수를 다음 식에 의해서 산출하여 실출력으로 하였다.

$$W = W_1/K \dots\dots\dots (1)$$

$$K = \frac{749}{Pa - Pw} \times \sqrt{\frac{273 + \Theta}{293}} \dots\dots\dots (2)$$

여기서,

W₁ : 수정계수 불포함시 부하하중(kg)

W : 수정계수 포함시 부하하중(kg)

K : 표준상태로 환산하는 수정계수

공시기관이 최대 토크를 발생하기 위한 공연비, 점화시기, 압축비 등의 최적 운전조건들은 각 연료의 특성에 맞게 조절하였다. 기화기 내의 공기와 연료의 혼합비는 오리피스유량계로부터 측정된 공기량과 연료소비량계로 측정된 연료의 양과 시간을 측정하여 구하였다. 공연비는 석유기관의 경우 기화기 내부의 연료분출 주젝트의 구경과 조절밸브를 개조하였으며, LPG기관에서는 믹서내부의 오리피스구경과 연료분출구의 직경과 조정스크류를 개조하여, 각 연료의 평균연료비 즉, 당량비가 1.0이 유지되도록 하였다.

기관의 압축비와 공연비에 따라 LPG와 석유 모두 점화진각을 MBT(minimum spark advance for best torque)로 설정하여야 최대토크를 발생시키므로, LPG기관의 점화시기는 진각기(contact breaker)의 캠위상각을 변화시켜 설정하였다. 또 기관의 운전은 스로틀밸브를 전개한 상태, 즉, WOT(wide open throttle)상태에서 운전하였다.

Table 2. Physical and chemical properties of fuel on the experiment

Item	Specification	
	Kerosene	LPG
Chemical formula	C ₁₂ H ₂₆	C ₄ H ₁₀
Lower calorific value(kJ/kg)	43260	45889
Theoretical AF ratio(kg/kg)	15.0	15.34
Specific gravity(15℃)	0.783(Water:1)	2.0068(Air:1)
Mean mole weight(g/mol)	170.0	58.12
Ignitions temperature(℃, latm)	350	441
Octane number	20~30	102
Composition	KS No. 2 Kerosene Carbon : 86% Hydrogen : 14.0%	Commercial LPG for automotive (butane 90% above)

기관의 회전수는 교류동력계의 부하저항기를 이용하여 부하를 조정함으로써 1,000rpm에서 2,200 rpm 까지 300rpm 간격의 5단계로 변화시켰다. 또 시험의 오차를 줄이기 위해서 먼저 무부하상태로 약 30분 시운전하여 예열시킨 후 부하를 걸어서 3회 반복 실험을 실시하였다. 이와 같은 실험인자와 실험 조건은 표 3과 같다.

Table 3 Experimental conditions of the engine tested

Fuel	Kerosene	LPG
Compression ratio	4.5	4.5, 6.5, 8.5
Engine speed(rpm)	1000, 1300, 1600, 1900, 2200	
Spark timing	Minimum spark advance for Best Torque	
Throttle opening	Wide Open Throttle	
Equivalence-ratio(ϕ)	1.0	
Coolant temperature($^{\circ}$ C)	80	

기관의 냉각수 출구온도는 냉각수 유량조정밸브를 사용하여 어느 경우에서도 80 $^{\circ}$ C로 유지되도록 하였고, 배기가스 농도측정은 기관이 정상 운전상태에 도달된 후 5분 동안 연속측정하여 그 평균치를 산출하였다.

3. 결과 및 고찰

가. 토크 및 체적효율

압축비 4.5인 기존의 석유기관과 압축비를 4.5, 6.5, 및 8.5로 개조된 LPG기관의 회전수의 변화에 따른 기관토크와 체적효율의 변화는 각각 그림 4 및 그림 5와 같다.

동일 압축비 4.5일 경우 LPG기관의 토크는 그림 4와 같이 석유기관 보다 약 41% 낮게 나타났다. 이것은 그림 5에서 알 수 있는 바와 같이 LPG기관의 체적효율이 석유기관에 비하여 저회전수 영역에서는 평균 12%, 고회전수 영역에서는 평균 10%정도 저하

되었기 때문이며, 동시에 연료-공기 혼합기의 단위 체적당 발열량이 상대적으로 낮기 때문인 것으로 판단된다. 또 동일 압축비 4.5일 때의 석유기관과 LPG기관의 체적효율을 비교하면 그림 5와 같이 석유기관이 약 85%로서 LPG기관의 약 71%보다 높게 나타났다. 이는 흡기의 기체밀도에 영향을 주는 압력 및 온도와, 배기행정 말에 배기밸브가 닫혔을 때의 압력 및 온도의 차이에 따른 영향과 함께, 실험에 사용된 기화·혼합부에서의 교축손실이 상대적으로 컸기 때문으로 판단된다. 그러나 LPG 기관은 압축비가 증가함에 따라 토크와 체적효율이 모두 증가하는 현상을 나타내었다. 따라서 LPG기관은 압축비가 증가함에 따라 석유기관과의 토크 차이가 감소되어 압축비 8.5의 LPG기관의 경우 고회전수 영역에서는 석유기관의 토크와 거의 비슷한 값으로 나타난 것으로 판단되는 바, LPG기관은 적절한 압축비로 압축비를 높일 필요가 있다.

한편, LPG기관의 경우에 있어서 압축비의 증가로 인한 노킹현상은 발견할 수 없었는데, 이는 LPG의 옥탄가가 석유의 옥탄가에 비하여 월등히 높았기 때문인 것으로 사료된다.

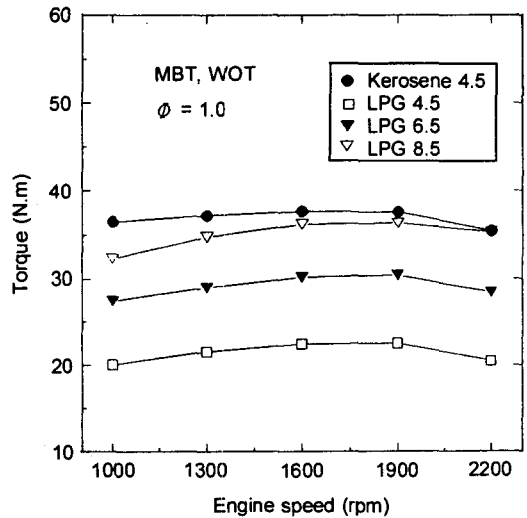


Fig. 4 Relationship between torque and engine speed under different compression ratio.

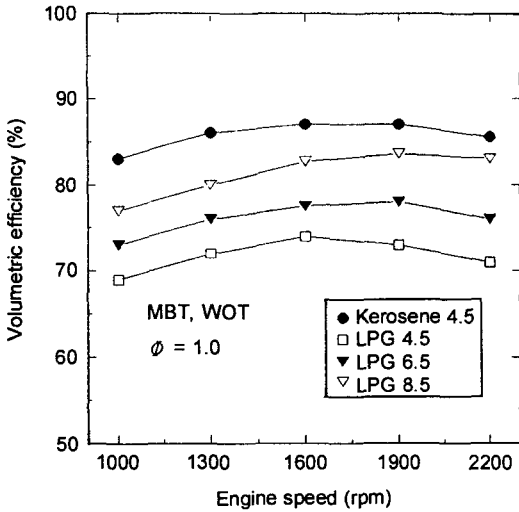


Fig. 5 Relationship between volumetric efficiency and speed under different compression ratio.

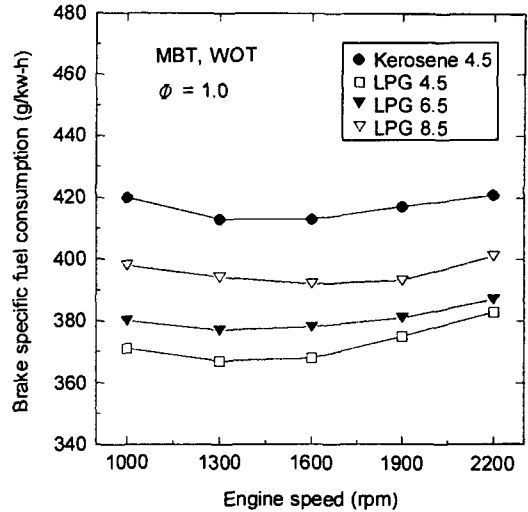


Fig. 6 Relationship between fuel consumption and engine speed under different compression ratio.

나. 연료소비율 및 제동열효율

기관회전수의 변화에 따른 연료소비율의 변화를 나타낸 것은 그림 6과 같다. 석유기관의 연료소비율은 420~421 g/kw-h로 회전수에 관계없이 거의 일정하게 나타났으며, LPG기관의 경우에는 압축비가 4.5, 6.5 및 8.5로 증가함에 따라 연료소비율은 각각 398~401 g/kw-h, 381~387 g/kw-h 및 371~383 g/kw-h로 감소하였다.

또, 본 실험의 회전수범위 내에서 LPG기관의 연료소비율은 동일 압축비의 석유기관에 비하여 약 5% 정도 낮은 것으로 나타났다. 이처럼 LPG기관의 연료소비율이 석유기관에 비하여 감소된 것은 LPG의 단위질량당 발열량이 석유에 비하여 평균 7% 정도 더 높고, 액상의 석유보다 기상의 LPG가 흡입과정에서의 혼합 및 분배성이 양호하며, 또한 연소실 내에서의 연료의 기화과정이 짧아서 조기 완전연소가 가능하였기 때문으로 판단된다. 특히, 압축비 8.5인 LPG기관의 연료소비율은 압축비 4.5인 LPG기관에 비하여 약 11% 정도 감소한 것으로 나타났는데, 이는 그림 7에 나타낸 바와 같이 압축비 증가에 따른 열효율의 향상으로 나타난 결과로 생각된다.

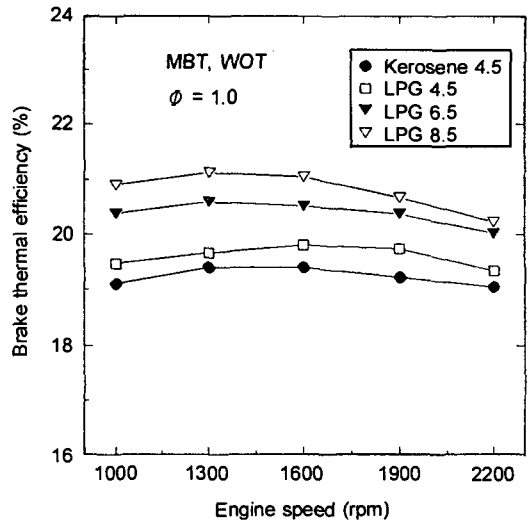


Fig. 7 Relationship between brake thermal efficiency and engine speed under different compression ratio.

그림 7의 실험 기관의 제동열효율의 변화를 나타낸 것이다. LPG기관의 제동열효율은 석유기관 보다 전반적으로 높았으며, 동일 압축비에서는 LPG기관이 석유기관에 비하여 열효율이 약 2% 향상되었다.

또한 LPG기관은 압축비가 증가함에 따라 제동열효율이 향상되는 것으로 나타났다. 이와 같은 현상은 연료 소비율에서 설명한 이유와 같은 것으로 생각된다.

이와같이 LPG기관의 운전 특성이 석유기관에 비하여 양호하였으므로 적정압축비를 결정하다면 석유기관에 비하여 연료소비율이 적고, 열효율이 높아 경제적인 LPG기관을 개발할 수 있을 것으로 기대된다.

다. 배기가스온도 및 배기배출물

그림 8은 기관의 회전수변화에 따른 기관의 배기 온도의 변화를 나타낸 것이다. 석유기관의 배기온도는 기관의 회전수가 증가함에 따라 높은 온도범위에서 거의 직선적으로 증가하였는데 비하여, LPG기관의 배기온도는 낮은 온도범위에서 점증하는 것으로 나타났다. 동일 압축비일 경우 LPG기관의 배기온도는 석유기관에 비하여 낮다. 이는 연소온도가 높기 때문인 것으로 판단된다. 또 LPG기관의 배기온도는 압축비 증가에 따라 약간 증가하는 경향을 나타내었다.

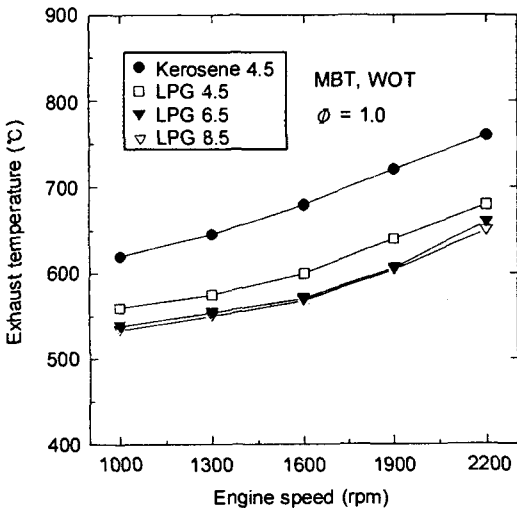


Fig. 8 Relationship between exhaust temperature and engine speed under different compression ratio.

기관의 배기가스에 포함된 일산화탄소의 농도의 변화는 그림 9와 같이 석유기관의 경우 6.9~6.4%로 높게 나타났으며, LPG기관의 경우에는 압축비에 따른 차이가 크지 않고 0.45~0.55%의 범위에서 매우 낮게 나타났다. 이와 같이 LPG를 사용할 경우 석유에 비하여 일산화탄소 농도가 94%나 감소한 이유는 LPG연료가 프로판이나 부탄 등과 같이 저탄소 혼합물인데 비하여 석유는 탄소수가 많은 혼합물이며, 또 본 실험의 경우 LPG기관은 최적조건으로 조정하였기 때문으로 판단된다. 또 일반적으로 고회전수 영역에서의 일산화탄소 농도는 저회전수 영역에서의 농도에 비하여 낮게 나타났다.

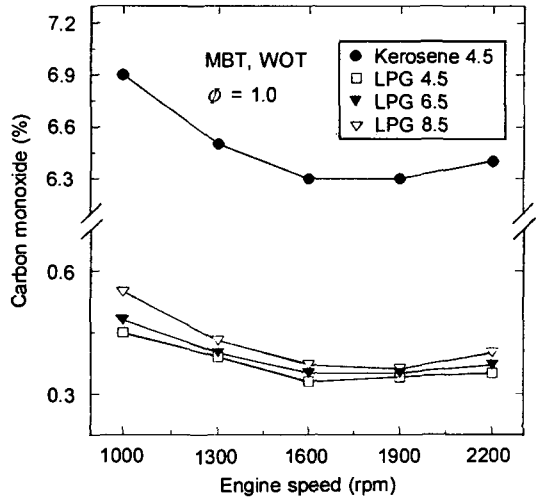


Fig. 9 Relationship between carbon monoxide emissions and engine speeds.

기관의 배기가스에 포함된 탄화수소의 배출농도는 그림 10과 같다. 탄화수소의 배출농도는 실험한 모든 경우에서 회전수 변화에 따른 차이가 거의 나타나지 않았으며, 일산화탄소 농도의 경우에서와 같은 이유에서 LPG기관의 압축비에 따른 탄화수소 배출농도의 차이는 거의 없는 것으로 나타났다. 특히, LPG기관의 탄화수소 농도는 석유기관보다 평균 66% 정도 낮은 것으로 나타났다.

이와 같이 LPG를 사용할 경우 석유 사용시에 비하여 일산화탄소와 탄화수소 농도가 대폭 감소한 사

실로 비추어 보아 배기가스 문제로 각종 농업시설 내에서 사용하기 어려운 내연기관의 대체연료로서 LPG의 활용 가능성은 매우 높은 것으로 판단되었다.

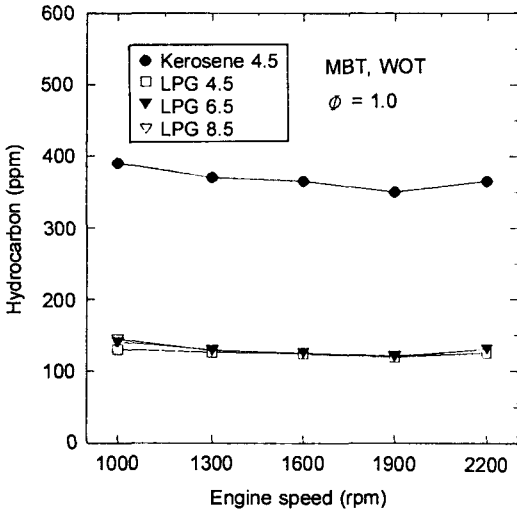


Fig. 10 Relationship between hydrocarbon emissions and engine speeds.

4. 요약 및 결론

배기가스 공해문제로 각종 농업시설 내에서의 사용이 극히 제한을 받고 있는 농용기관의 대체연료로서 공해가 적은 액화석유가스의 적합성 규명을 위하여, 동력경운기 탑재용 수냉식 4사이클 단기통 석유기관을 압축비를 변화시킬 수 있고 LPG를 사용할 수 있게 개조한 기관에, 석유와 LPG를 연료로 사용하여 기관의 회전수와 압축비의 변화에 따른 기관의 토크, 체적효율, 연료소비율, 제동열효율, 배기가스 온도, 배기배출물 농도 등을 비교 분석하였던 바, 그 결과를 요약하면 다음과 같다

1. 동일 압축비에서 LPG기관은 석유기관에 비하여 토크는 41% 정도가 저하하고 체적효율은 14% 정도 낮게 나타났으나, 압축비 8.5의 LPG기관은 석유기관과 유사한 토크와 체적효율을 나타내었다.
2. LPG기관의 연료소비율은 압축비의 증가에 따라 감소 하였으며, 동일 압축비에서는 석유기관에

비해 약 5.1% 감소 하였다. 또 LPG의 열효율은 압축비의 증가에 따라 증가하였으며, 동일 압축비에서 석유기관에 비하여 약 2% 향상되었다.

3. LPG기관의 배기온도는 석유기관에 비해 약 15% 낮게 나타났다. 또 LPG기관의 배기배출물 농도는 압축비의 영향을 거의 받지 않았다. 특히 LPG기관의 일산화탄소 및 탄화수소의 농도는 석유기관에 비해 각각 94% 및 66%가 감소되어 LPG기관의 배기 성능은 매우 양호하게 나타났다.

참 고 문 헌

1. 전병철. 1974. 가솔린기관의 LPG구동에 관하여. 대한기계학회지 14(4):288-297.
2. 정태용, 허문회. 1983. LPG를 사용하는 기관에서 공연비가 성능에 미치는 영향에 관한 실험적 연구. 한국자동차공학회지 5(4):62-66.
3. 허문회. 1984. LPG. 기관의 성능에 관한 실험적 연구. 충주공업전문대학 논문집 18(1):117-124.
4. 홍준태, 전광민. 1992. 단기통 스파크점화기관에서 압축비 증가에 따른 연소특성 변화. 한국자동차공학회 춘계학술대회논문집 1-2:21-29.
5. 居垣千尋, ほか. 1982. 農用エンジンに對する代替燃料の利用-LPGの場合. 日本農業機械學會關西支部報 52:36-38.
6. Anderson, R, W. and J. R Asik. 1985. Lean air-fuel ignition system comparison in a fast-burn engine. ASE paper. 850076.
7. Bass, E., et al. 1993. LPG conversion and HC emissions speciation of a light-duty vehicle. SAE paper. 932745.
8. Connor, M. A. 1982. The gasification step in plants producing methanol from biomass. Proceedings of fifth international alcohol fuel technology symposium, May. Auckland, New Zealaand. pp. 1-131 ~ 1-139.
9. Hara, K., et al. 1994. CNG utilization in small engines. SAE paper. 940763.
10. Hendren, F. 1983. Propane power for light duty

- vehicles-an overview. SAE paper. 830383.
11. Latusek, J. P. and R. W. Burrahm. 1993, Conversion of two small engine to LPG fuel. SAE paper. 932447.
 12. Nylund, N. O. and M. Kyto. 1993. Propane fueled heavy-duty vehicles. SAE paper. 932817.
 13. Rban, R. U. et al. 1982. LPG in the future automotiv scenario. GAS TECH. 82 Proceedings.
 14. Sierens, R. 1992. An experimental and theoretical study of liquid LPG injection. SAE paper. 922363.
 15. Webb, R. F, and P. Delmas. 1991. New perspectives on auto propane as a mass-scale motor vehicle fuel. SAE paper. 911667.