

개조된 LPG엔진에서 Mixer와 LPi 연료공급방식의 엔진성능 및 배기특성

최경호* · 김진호** · 조웅래** · 한성빈†

(2004년 2월 17일 접수, 2004년 7월 16일 심사완료)

Engine Performance and Emissions Characteristics in an LPG Engine Converted with Mixer and LPi System Fuel Supply Methods

Gyeong Ho Choi, Jin Ho Kim, Ung Lae Cho and Sung Bin Han

Key Words: Liquid Propane Injection(LPi), Mixer(믹서), Liquefied Petroleum Gas(LPG), Compression Ratio(압축비), CO(일산화탄소), THC(탄화수소), NOx(질소산화물), Brake Mean Effective Pressure(BMEP, 평균유효압력)

Abstract

In this study, performance and emissions characteristics of an liquefied petroleum gas (LPG) engine converted from a diesel engine were examined by using mixer system and liquid propane injection (LPi) system fuel supply methods. A compression ratio for the base diesel engine, 21, was modified into 8, 8.5, 9 and 9.5. The cylinder head and the piston crown were modified to fire the LPG in the engine. Ignition timing was controlled to be at minimum spark advance for best torque (MBT) each case. Engine performance and emissions characteristics are analyzed by investigating engine power, brake mean effective pressure (BMEP), brake specific fuel consumption (BSFC), volumetric efficiency, CO, THC and NOx. Experimental results showed that the LPi system generates higher power and lower emissions than the conventional mixer fuel supply method.

1. 서 론

최근 들어 자동차 배기가스의 규제 강화와 환경오염에 대한 관심의 고조와 더불어 자동차 배출물 저하와 고 효율성 기술에 대한 요구도 확대되고 있다. 저공해 엔진 기술 개발의 더욱 박차를 가하고 있다. 또한 유가 상승과 더불어 사회적 환경보호, 특히 대기 보존에 대한 인식이 저변에 확산되면서 앞으로 자동차 배출물의 규제는

더욱 확산 될 것이다.^(1,2)

환경 규제의 강화로 인하여 저공해 엔진의 개발은 더욱 활발하게 이루어지고 있다. 이러한 연구의 일환으로 청정연료를 사용하여 배기가스를 줄이고자 하는 연구가 진행되고 있다. 청정연료로는 메탄올, 에탄올, 수소, CNG, LPG 등을 생각해 볼 수 있는데, 현재 국내에서 기반시설이 이미 충분히 확보되어 있고, LPG연료의 저가 정책에 기인하여 대체에너지로서 유력한 대안으로 인식되어 국내외적으로 많은 연구와 함께 LPG차량이 운행되고 있다.^(3,4)

하지만 LPG차량의 중요한 장치 중의 하나인 연료공급장치는 대부분이 믹서(Mixer)를 사용하고 있다. 그러나 최근에 이러한 믹서 방식이 아닌 폐회로 제어 액상 분사방식에 대한 연구가 활발

† 책임저자, 회원, 인덕대학 컴퓨터응용기계계열

E-mail : sungbinhan@induk.ac.kr

TEL : (02)901-7635 FAX : (02)901-6875

* 회원, 계명대학교 기계·자동차공학부

** 계명대학교 대학원 기계·자동차공학부

히 진행되고 있다. 이러한 LPG 액상분사 방식은 배기가스를 저감시키며, 엔진효율을 증대시켜, 출력 향상도 가져오는 것으로 알려져 왔다.^(5~7)

따라서 본 연구에서는 중형 디젤자동차에서 배출되는 유해물질을 줄이고 청정·대체연료로서의 일환으로 노후된 디젤엔진을 LPG엔진으로 개조시 필요한 최적의 압축비를 실험을 통하여 얻으려 한다.^(8,9) 또한 LPG 연료공급방식에 있어서, Mixer방식과 LPi(Liquid Propane Injection) 방식을 압축비, 연료-공기 당량비 등을 변수로 실험을 수행함으로써, 연료공급방식에 따른 기관성능 및 배출가스 특성을 살펴보고자 한다.

2. 실험장치 및 실험 방법

실험장치의 대략도를 Fig. 1에 나타내었다. 본 실험에 사용된 엔진은 수냉식 4기통이며 배기량이 3568cc인 트럭용 직접분사식 디젤기관을 LPG기관으로 개조하였으며, 주요 제원은 Table 1에 나타내었다.

디젤기관을 LPG엔진으로 개조하는 것은 가솔린기관을 LPG엔진으로 개조하는 것과는 달리 기술적으로 복잡하다. 즉, 연소방식이 압축착화기관에서 전기점화기관으로 변하므로 기관 부품의 변경이 필요하다. 따라서, 연소방식이 변화함에 따라 압축비를 LPG엔진에 적합하도록 피스톤 헤드의 가공높이(Fig. 2 참조)를 조절하여 디젤엔진의 압축비 21을 8, 8.5, 9, 9.5로 낮추었다.

Mixer는 2000cc급 Motonic Corp. 제품을 사용하고 연료량 제어는 듀티드라이브(duty drive)를 사용했다. LPi 연료탱크와 압력 레귤레이터는 Vialle사 제품을 사용했으며, LPi 인젝터는 지멘스사의 bottom feed 방식의 제품을 사용했다.

또한 디젤기관의 헤드에 위치한 분사노즐을 제거하고 분사노즐이 제거된 홀에 냉각수 유로를 고려하여 점화플러그가 장착될 수 있도록 탭 가공하여 점화플러그를 조립하였다. 점화에너지를 공급하기 위해 점화코일과 배전기를 설치하였다. 배전기는 디젤의 연료분사펌프를 제거하고 그 자리에 배전기와 연료펌프 구동기어가 연결될 수 있도록 연결장치를 제작하여 배전기를 장착하였다. 장착된 배전기는 정확한 점화시기와 조절이 용이 하도록 슬릿이 많은 옵티컬 타입의 전자

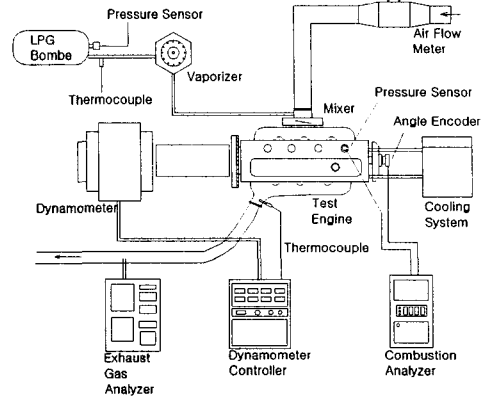


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Engine specifications

Items	Specifications
Number of Cylinder	4
Fuel Supply	Mixer, LPi
Displacement (cc)	3,568
Bore×Stroke (mm)	104×105
Compression Ratio	8~9.5

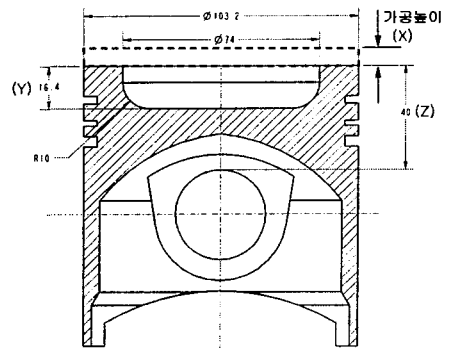


Fig. 2 A cross section of piston

제어용 배전기를 사용하였다. 점화시기 제어는 MoTec사의 M8 ECU를 사용하여 엔진이 운전되는 동안에 원하는 점화시기를 조정할 수 있도록 하였다.

Fig. 2는 개조된 엔진의 대표적인 피스톤의 단면적이다. 요구되는 압축비는 피스톤의 가공높이

를 변화시켜 얻을 수 있었다.

실험방법은 각 부품이 원활한 작동을 도모하기 위하여 점화제어 장치를 이용하여 임의의 8°BTDC, 600rpm에서 약 20시간 동안 충분히 워밍업 했다. 그리고 모든 실험은 냉각수 온도 80°C에 도달 된 뒤에 이루어졌다. 기관운전 조건은 WOT (Wide Open Throttle), 1400rpm, MBT (Minimum spark advance for Best Torque), 공기-연료 당량비 0.8에서 1.3까지, 압축비 8, 8.5, 9, 9.5에서 이루어졌다. 기관 압축비 변화는 4종류의 피스톤을 바꾸면서 가능하였다.

3. 실험결과 및 고찰

Fig. 3는 WOT, MBT, 1400rpm에서 공기-연료 당량비를 0.8에서 1.3로 변화시켰을 때 압축비 변화에 대한 기관의 출력성능을 Mixer방식과 LPi 방식에서 나타낸 실험 결과이다. Mixer 방식의 결과에서 기관출력은 압축비 8~9의 공기-연료 당량비 0.9~1.0 근처에서 최고의 출력을 나타내고 있지만, 대체적으로 압축비 변화에 대해서 큰 출력 차이를 보이지 않는다. 하지만, LPi방식은 Mixer방식 보다 상대적으로 출력이 크게 나타나고 있다. 예를 들어 공기-연료당량비 1.0에서 압축비 8에서 LPi가 Mixer 보다 17%, 압축비 8.5에서는 17%, 압축비 9에서는 18%, 압축비 9.5에서는 16%의 출력 증가를 보이고 있다. 이러한 출력 향상은 LPi 장치를 이용함으로써 Mix 방식 보다 체적효율의 증가가 주 원인인 것으로 판단되어진다(Fig. 6 참조).

Fig. 4는 같은 실험 조건에서 실험한 결과로써, 평균유효압력(BMEP, Brake Mean Effective Pressure)을 공기-연료 당량비에 대하여 나타냈다. Fig. 3의 출력 결과와 거의 유사한 결과를 나타내고 있다. Fig. 5와 Fig. 6은 각각 흡기온도와 체적효율을 나타낸 선도이다. Mixer인 경우의 체적효율은 Fig. 6에서 보듯이 체적효율은 압축비 변화에 크게 영향을 받지 않고 Mixer를 이용한 경우가 대략 80~85%의 체적효율을 나타내고 있고, LPi 식은 대략 95% 정도를 나타내고 있다. 그러므로 LPi 방식은 Mixer방식 보다 흡기온도 저감에 따른 체적효율 상승으로 Fig. 3과 Fig. 4와 같이 출력과 BMEP가 상승되는 것으로 판단된다.

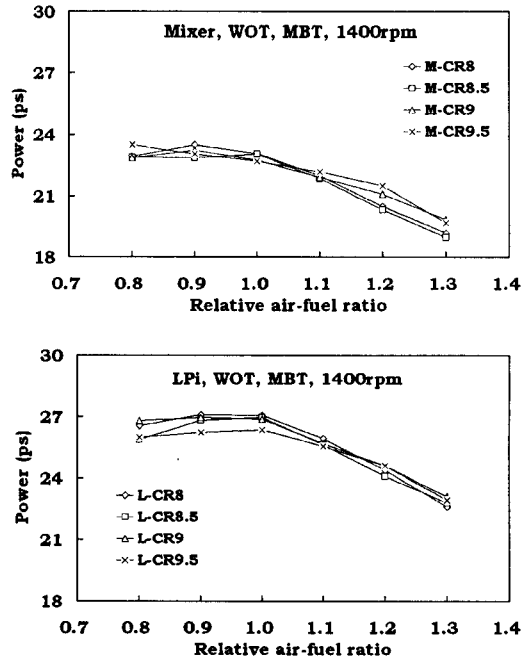


Fig. 3 Effect of compression ratios and mixer and LPi system fuel supply methods on power

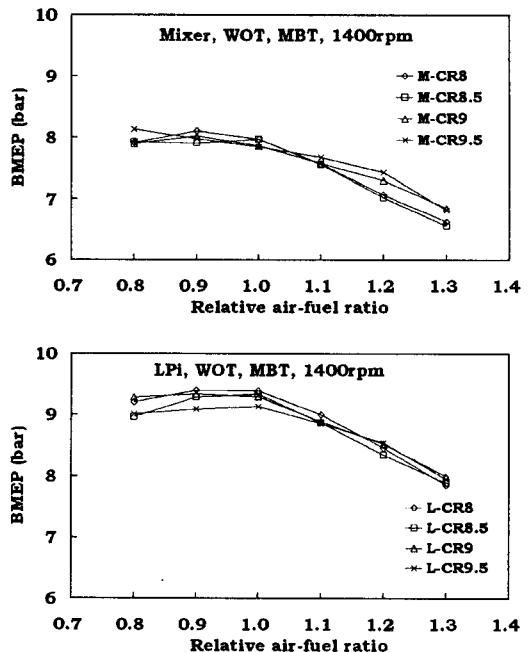


Fig. 4 Effect of compression ratios and mixer and LPi system fuel supply methods on BMEP

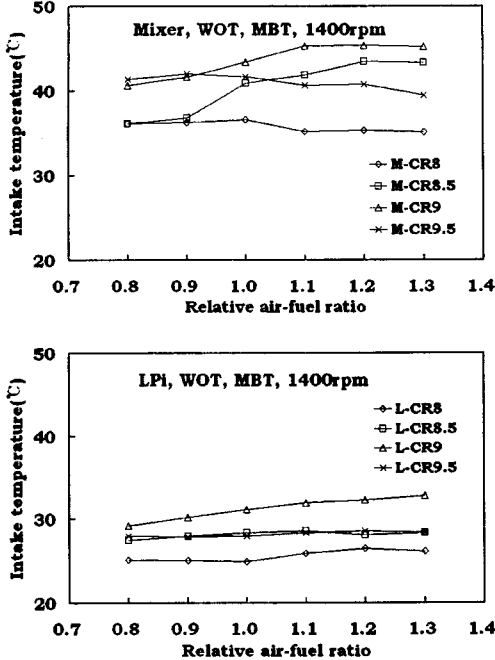


Fig. 5 Effect of compression ratios and fuel supply methods on intake temperature

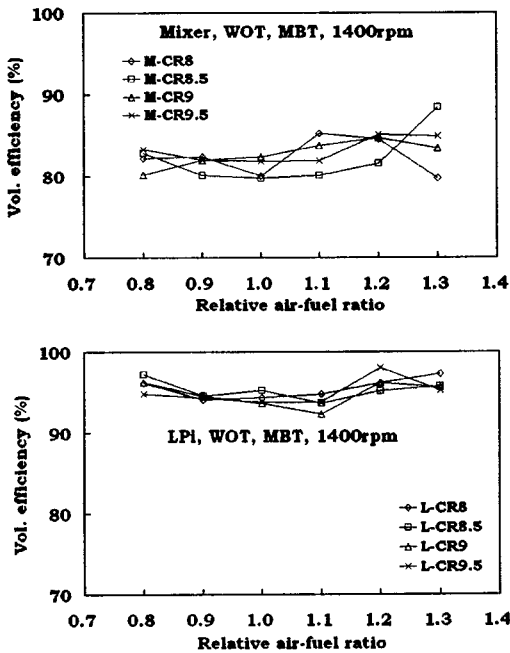


Fig. 6 Effect of compression ratios and fuel supply methods on volumetric efficiency

Fig. 7은 제동연료소비율을 나타낸 선도이다. 그림에서 제동연료소비율은 연료공급방식과 압축비 변화에 대해서 큰 영향을 미치지 않는 것 같이 보인다. LPI방식이 Mixer방식 보다 흡입온도가 낮고, 체적효율이 크다는 것은 많은 혼합기가 실린 더로 내로 유입되어 제동연료소비율의 증가로 생각하기 쉽지만, Fig. 7에서는 연료공급방식에 대해서 제동연료소비율에 큰 차이를 보이지 않다는 것은, LPI방식이 Mixer방식 보다 흡입공기 밀도를 증대시켜 이로 인하여 체적효율이 증가하여 출력이 증가된 것으로 판단되어진다.

Fig. 8은 WOT, MBT, 1400rpm에서 연료공급방식에 대해서 공기-연료 당량비를 0.8에서 1.3로 변화시켰을 때에 압축비 변화에 대한 CO의 배출량을 나타낸 선도이다. 그림에서 CO는 공기가 부족한 농후영역에서 최대를 나타내고, 공기가 충분한 희박영역에서는 거의 배출되지 않는다. 또한 연료공급방식과 압축비 변화에 대해서 CO배출량은 별 차이가 없는 것으로 실험 결과는 나타나고 있다.

Fig. 9는 연료공급방식에 대해서 공기-연료 당량비를 0.8에서 1.3로 변화시켰을 때에 압축비 변화에 대한 HC 배출량을 나타낸 선도이다. Mixer 방식 압축비 8에서 HC가 가장 많이 배출되며, 압축비가 커질수록 HC 배출량은 점점 적어짐을 알 수 있다. 일반적으로 HC는 공기-연료 당량비가 농후한 영역에서는 CO 배출량과 유사한 경향을 나타내고 있고, 더우기 연소가 불안정한 농후한 영역과 희박영역에서는 HC 배출량이 증가한다. Fig. 9에서 공기-연료당량비 1.0에서 Mixer와 LPI 방식을 비교해 보면, LPI방식이 압축비 8에서 HC 배출량 26% 감소, 압축비 8.5에서 21% 감소, 압축비 9에서 23% 감소, 압축비 9.5에서 13% 감소의 효과를 보이고 있다. 본 실험조건에서 기관성능 및 배기특성의 실험결과로부터 가장 적절한 개조된 LPG엔진의 압축비는 연료공급방식에 상관없이 8~9정도가 적당할 것으로 판단된다.

Fig. 10은 압축비 변화에 대한 NOx 배출량을 나타낸 실험결과이다. 그림에서 NOx의 결과는 통상의 공기-연료 당량비의 경향과 유사하다. 즉, 농후한 영역에서 NOx 배출량은 비교적 적게 배출되며, 반응이 늦은 이른 당량비를 거쳐 약간 희박한 영역에서 감소하는 경향이 있다. 또한

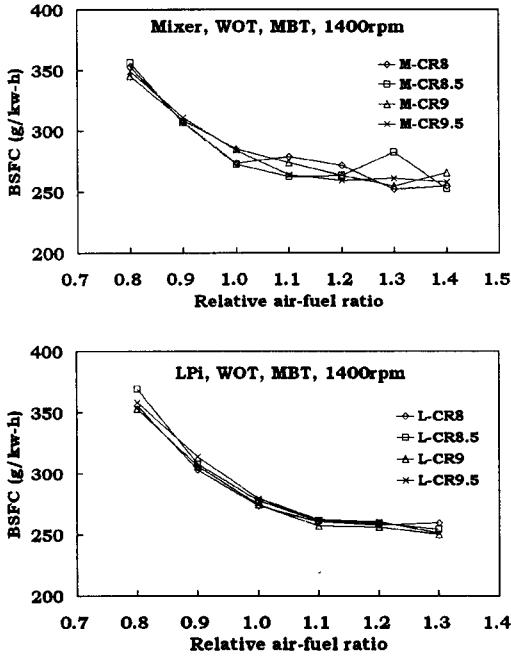


Fig. 7 Effect of compression ratios and fuel supply methods on brake specific fuel consumption

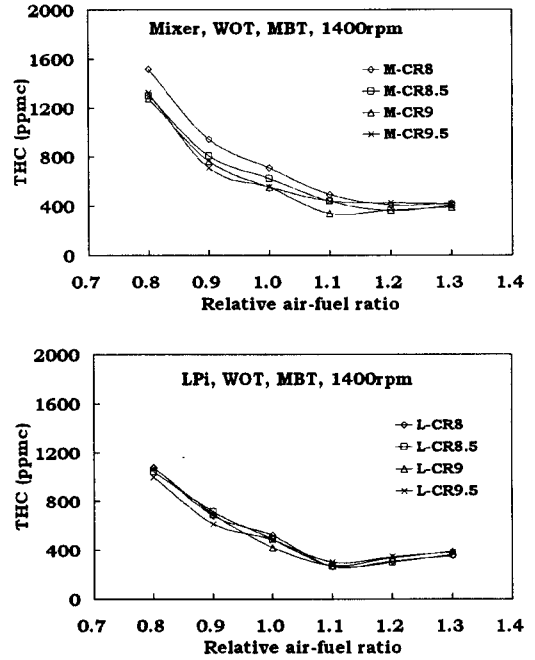


Fig. 9 Effect of compression ratios and fuel supply methods on THC emissions

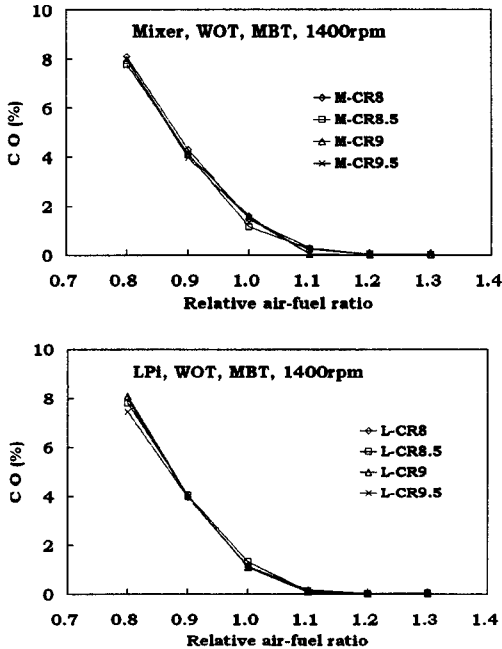


Fig. 8 Effect of compression ratios and fuel supply methods on CO emissions

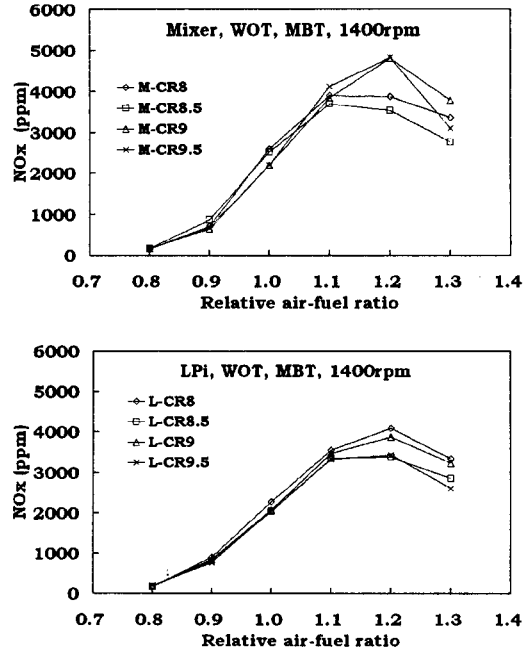


Fig. 10 Effect of compression ratios and fuel supply methods on NOx emissions

NOx 배출물은 배기가스 온도에 의하여 영향을 받는 것을 알 수 있다. 압축비가 높은 경우는 연소실의 온도수준이 높게 되며, 이에 따라 NOx는 증가하게 된다. 그림에서 공기-연료당량비 1.0에서 Mixer와 LPi방식을 비교해 보면, LPi 방식이 압축비 8에서 NOx 배출량 12% 감소, 압축비 8.5에서 19% 감소, 압축비 9에서 6% 감소, 압축비 9.5에서 6%의 효과를 각각 보이고 있다.

4. 결론

4. 실린더 디젤엔진을 LPG엔진으로 개조하였고, 압축비 변화에 대하여 Mixer방식과 LPi방식으로 연료를 공급한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 기관출력은 압축비 8~9의 공기-연료 당량비 0.9~1.0 근처에서 최고의 출력을 나타내고 있고, 공기-연료당량비 1.0에서 압축비 증가에 대해서 LPi가 Mixer 보다 더 큰 출력 증가를 보이고 있다. 이러한 출력 증가는 체적효율의 증가가 그 원인인 것임을 알 수 있었다.

(2) 연료공급방식과 압축비 변화에 대해서 CO 배출량은 별 차이가 없는 것으로 판단된다.

(3) Mixer방식의 압축비 8에서 가장 많이 HC가 배출되며, 압축비가 커질수록 HC 배출량은 점점 적게 배출된다. 공기-연료당량비 1.0에서 LPi방식이 Mixer 방식 보다 HC 배출량 감소의 효과가 더욱 크다.

(4) NOx 배출은, 공기-연료당량비 1.0에서 LPi 방식이 Mixer 방식 보다 NOx 배출량 감소 효과가 더욱 두드러진다.

후 기

본 연구는 과학기술부 · 한국과학재단 지정 계명대학교 저공해자동차부품기술개발센터의 지원에 의한 것입니다.

참고문헌

(1) Michael, P. W., 1997, "Global Trends in Diesel

Emissions Control-A 1997 Update," *SAE Paper 970719*.

(2) Cho, B. H., Han, Y. T., Lee, K. H. and Lee, C. S., 2002, "A Study on the Mixture Formation Process and Combustion Characteristics According to Injection Timing in Premixed Charge Compression Ignition," *Transactions of the KSME B*, Vol. 26 No. 12, pp. 1692~1698.

(3) Poonia, M. P., Ramesh, A. and Gaur, R. R., 1999, "Experimental Investigation of the Factors Affecting the Performance of a LPG-Diesel Dual Fuel Engine," *SAE Paper 1999-01-1123*.

(4) Ministry of Environment and Ministry of Commerce, Industry and Energy, 2003, "2003 LPG Automobile Seminar," *Korea LPG Association*.

(5) Lee, L. H., Lee, C. H., Ryu, J. D. and Choi, G. M., 2002, "Analysis of Combustion and Flame Propagation Characteristics of LPG and Gasoline Fuels by Laser Deflection Method," *KSME International Journal*, Vol. 16 No. 7, pp. 935~941.

(6) Choi, G. H., Han, S. B. and Chung, Y. J., 2003, "The Effect of Hydrogen Enrichment on Exhaust Emissions and Thermal Efficiency in a LPG fuelled Engine," *KSME International Journal*, Vol. 17 No. 8, pp. 1196~1202.

(7) Kang, K., Lee, D., Oh, S. and Kim, C., 2001, "Performance of an Liquid Phase LPG Injection Engine for Heavy Duty Vehicles," *SAE Paper 2001-01-1958*.

(8) Yeom, J. K. and Fujimoto, H., 2003, "A Study on the Behavior Characteristics of Diesel Spray by Using a High Pressure Injection System with Common Rail Apparatus," *KSME International Journal*, Vol. 17 No. 9, pp. 1371~1379.

(9) Kajiwara, M., Sugiyama, K., Sagara, M., Mori, M., Goto, S. and Alam, M., 2002, "Performance and Emission Characteristics of an LPG Direct Injection Diesel Engine," *SAE Paper 2002-01-0869*.