

대형 LPG 단기통엔진에서 압축비가 기관성능에 미치는 영향

김진호* · 최경호**

*계명대학교 대학원, **계명대학교 기계·자동차공학부

Influence of Compression Ratio on Engine Performance in Heavy-duty LPG Single-cylinder Engine

Kim Jinho* and Choi Gyeungho**

*Graduate School, Keimyung University

**Department of Mechanical and Automotive Engineering, Keimyung University

요 약

LPG 연료를 사용하는 대형 단기통엔진은 연소과정과 배기성능을 파악하기 위해서 설계·제작되었다. 실린더헤드와 피스톤 크라운은 LPG 연소를 위해서 변경되었다. 또한 플라이휠은 단기통엔진의 진동을 최소화 하기 위해서 제작되었다. 실험용 단기통엔진의 실린더내경과 행정은 각각 130 mm와 140 mm이다. 압축비는 피스톤 크라운 형상을 다르게 하여 8에서 9로 변경되었다. 본 연구를 위해서 제작된 단기통엔진은 1,000 rpm에서 운전되었다. 본 연구의 주요 결론은 (1) 제작된 엔진의 출력은 3가지 다른 압축비별로 당량비 1.0에서 최고를 나타낸다. (2) 압축비 증가에 따라서 출력이 약간 증간한다. (3) 최적 점화시기는 크랭크각으로 2에서 10까지 압축비의 증가와 함께 지각되어진다.

Abstract — The heavy-duty LPG-fueled single cylinder engine was designed and developed as a fundamental equipment for analyzing combustion processes and emission performances. The cylinder head and the piston crown were modified to fire the LPG in the engine. The flywheel was also fabricated to minimize the vibration of the single cylinder engine. The size of bore and stroke of the tested engine are 130 mm and 140 mm, respectively. Compression ratios were varied 8 to 9 with different piston crown shapes. The developed single cylinder engine operates at 1,000 rpm for this work. The major conclusions of this work are; (1) the power of the developed engine was peaked at the condition of equivalence ratio 1.0 at three different compression ratios; (2) the power is slightly increased with the increase of compression ratio; (3) the optimum ignition timing is retarded with the increase of compression ratio ranged 2 to 10 crank angle.

1. 서 론

세계적인 자동차대수의 증가로 환경오염이 심화되고, 배출가스에 대한 규제를 강화하는 가운데 환경오염은 중대한 관심사로 부각되고 있다. 화석연료의 가체 매장량을 향후 50여 년 정도로 예상하고 있어 청정·대체연료의 필요성이 고조되고 있다. 청정·대체연료 중 기술적으로 보급 가능성이 있는 연료는 압축천연가스, 수소가스, 액화석유가스(LPG) 등으로 인식되고 있다. 이중 LPG 연료는 쉽게 생산이 가능하고 7기압 정도에서 액화가 가능하며 기반시설을 잘 갖추고 있다. 또한 LPG 연료를 디젤엔진에서 사용할 때 엔진에서 배출되는 매

연은 거의 없고, 질소산화물의 배출은 타 연료에 비해서 동등 내지는 우수한 것으로 나타나 청정·대체연료로써 충분한 경쟁력을 가지고 있다.^{[1][2]} 이러한 청정·대체연료를 단기통엔진을 이용해 연구하면 경제성 및 연구기간을 단축시킬 수 있을뿐 아니라 실험의 정확성을 피할 수 있기 때문에 과거부터 여러 형태의 단기통엔진이 제작되었다. 국내적으로 제작된 단기통엔진의 보어는 90 mm 이하인 기술원엔진 베이스가 대부분이다.^[3] 그러나 본 연구에 사용된 단기통엔진은 디젤엔진을 베이스로 하였기 때문에 보어는 130 mm로 대형이며, 디젤엔진에서 배출되는 유해물질 저감을 위한 연구에 중요한 변수인 최적압축비 평가가 용이하다.

이와 같이 본 연구에서는 대형 디젤자동차에서 배출되는 유해물질을 줄이고 청정·대체연료 이용의 일환으로 대형 단기통엔진을 설계·제작하여 아직 초기상태인 대형 LPG 엔진에서 압축비변화에 따른 기관성능을 파악하고자 한다.

2. 대형 단기통엔진

LPG 연료 사용으로 압축비의 영향을 파악하기 위한 본 연구에서 사용된 기관은 압축착화기관이 아닌 전기점화기관이다. 전기점화기관인 대형 단기통엔진의 목표 제원은 실린더내경과 행정이 각각 130 mm와 140 mm로써 이와 같은 제원에 적합한 엔진은 국내에 없다.

국내에 전문한 대형 단기통엔진을 제작하기 위하여 LPG 연료 사용에 따른 최적압축비를 위해 피스톤을 가공하였다. 설계·제작 시 별도의 크랭크케이스를 제작하였고, 가공한 크랭크축 및 캠축을 설치하였다. 단기통엔진은 진동 발생이 많으므로 기관 회전관성력을 줄이고 사이클 변동이 최소가 되도록 플라이휠을 새롭게 설계·제작하였다. 전기점화방식 기관이므로 전기공급장치를 설치하였다. 설계·제작된 1,852 cc급 대형 LPG 단기통엔진의 형상도를 Fig. 1에 나타내었고, 주요제원을 Table 1에 나타내었다.

기존 대형 디젤엔진의 압축비는 17로서 고압축비이다. 대부분의 간극체적은 하트(heart) 형상을 한 크라운이 차지하며 충분한 내구성이 확보되었다. 이러한 피스톤 형상은 연소실내에서 액적의 디젤 연료와 압축공기의 원활한 혼합을 도모하기 위한 형상으로 되어있다. 그러나

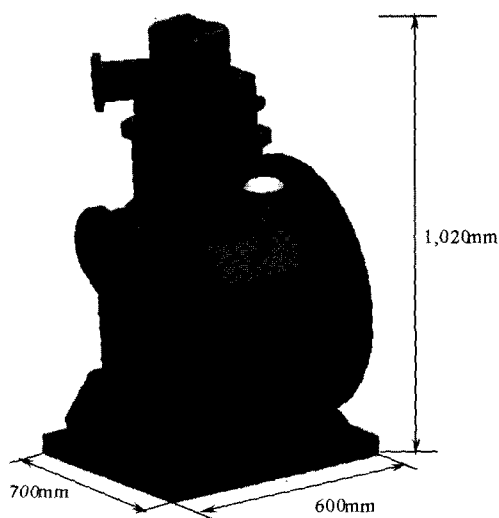


Fig. 1. Schematic diagram of the Single-cylinder engine.

Table 1. Specification of the Single-cylinder engine.

항목	사양
형식	OHV
실린더 수	1
총높이	1,020 mm
총너비	600 mm
총길이	700 mm
실린더내경	130 mm
행정	140 mm
배기량	1,858.2 cc
사용연료	LP 가스
공회전수	600 rpm

가솔린연료와 옥탄가가 동등한 LPG 연료는 피스톤 형상을 콤팩트(Compact) 하면서 가공이 쉽고, 압축 말기에 스퀴시(Squish) 효과에 의해 혼합기 형성이 유리한 대야형(Bath-tub)으로 가공하였다. 가공 시 피스톤의 아랫부분인 등과의 살 두께를 10 mm로 가공전후 동일하게 유지하였다. 가공전 간극체적은 약 116 cc로 피스톤 크라운이 약 106 cc를 차지한다. 그러나 가공 후 압축비 8, 8.5, 9에서 간극체적은 각각 265.5 cc, 247.8 cc, 232.3 cc가 되도록 피스톤을 가공하였으며 Fig. 2에 가공전·후 단기통엔진 피스톤도면을 나타내었다.

대형 단기통엔진의 크랭크축에는 핀저널부 1개소와 메인저널부 2개소가 제작되었다. 핀저널부는 커넥팅로드의 대단부와 조립이 되며, 보통 상하분리형으로 된 크랭크 케이스에서는 메인저널부가 크랭크케이스와 조립이 되거나 제작 단기통엔진의 크랭크케이스는 상하분리형이 아닌 일체형으로서 크랭크축 메인저널부와 크랭크케이스는 조립이 될 수 없다. 이를 보완하기 위하여 상하분리가 가능한 크랭크축하우징을 기어축과 플라이휠 측에 각각 제작하여 크랭크축 조립과 보수를 쉽게 할 수 있다. 또한 크랭크축 내부에는 크랭크축의 원활한 회전을 위해 메인저널베어링을 양쪽에 삽입하였다. 아울러 베어링의 윤활을 위해 오일통로를 설치하여 최적의 유막이 형성되도록 하였다.

3. 실험장치 및 방법

제작된 대형 단기통엔진으로 LPG 연료를 사용하여 압축비의 영향을 파악하기 위한 실험장치 개략도를 Fig. 3에 나타내었다. 압력센서는 스파크 플러그 타입(AVL사의 GU12P)을 사용했고, 연소해석을 위해서 AVL사의 Indiset 620을 사용했다. 엔진의 크랭크축 풀리에 CPS(Crank shaft position sensor)를 설치하고, 캠축 풀리에 홀 센서(Hall sensor)를 설치하여 이들로 부터 출력된 신호가 전자제어장치에 입력되며 집화시기제어를 가능하

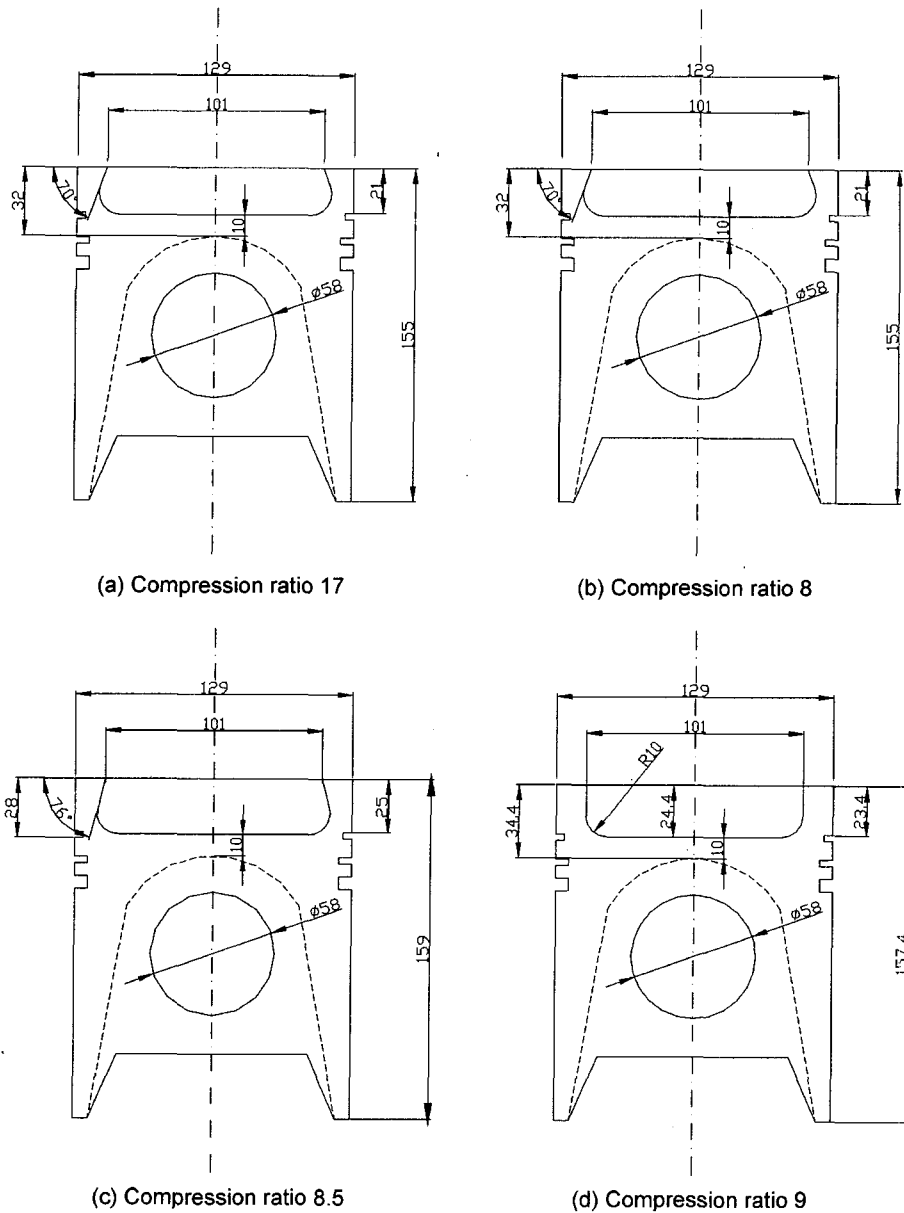


Fig. 2. Different piston crown shapes.

게 한다. 기관의 배출가스 특성을 파악하기 위해서 Horiba사의 배기분석기를 이용했다. 대형 단기통엔진의 흡입 맥동을 줄이기 위하여 서지탱크를 흡기구 쪽에 설치하고, 냉각수와 오일은 외장형 펌프를 사용하여 성능에 민감한 기관의 동력손실을 최소화했다. 기관의 회전수 및 부하 조절은 플라이휠 쪽에 흡수마력 130 kw인 동력계를 연결했다. 연료공급시스템은 2000 cc급 LPG Kit's를 사용하고 연료량제어는 듀티드라이브를 사용했다.

3-1. 실험방법

설계·제작된 엔진이므로 각 부품의 원활한 작동을 도모하기 위해서 점화제어 장치를 이용하여 임의의 점화시기 8°btdc, 600 rpm에서 약 20시간 동안 충분한 워밍업 했다. 그리고 모든 실험은 냉각수온도 30°C에 도달된 뒤 이루어졌다. 기관운전 조건은 WOT(Wide open throttle), 1000 rpm, MBT(maximum brake torque timing) 점화시기, 공기-연료 당량비 0.8에서 1.2까지, 압축비 8,

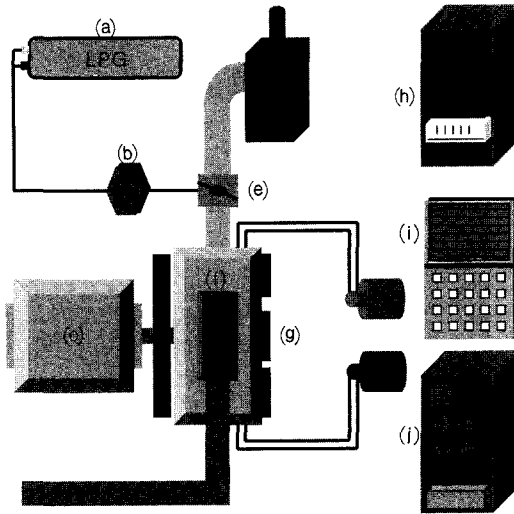


Fig. 3. Schematic diagram of experimental apparatus. (a) LPG 연료탱크, (b) 베이퍼라이저, (c) 동력계, (d) 서지탱크, (e) 믹서, (f) 대형 단기통엔진, (g) CPS, Hall 센서, (h) 연소해석장치, (i) 점화제어장치, (j) 배기가스분석기

8.5, 9에서 이루어졌다. 기관 압축비 변화는 3종류의 피스톤을 바꾸면서 가능하였고, 공기-연료 당량비 조절은 메인제트의 크기변화와 듀티드라이브를 이용했다. 또한 엔진에서 배출되는 순수한 배출가스 농도 파악을 위해서 삼원촉매는 사용하지 않았다.

4. 실험결과 및 고찰

4-1. 기관출력 특성

Fig. 4는 WOT, MBT, 1000 rpm에서 공기-연료 당량비를 0.8에서 1.2까지일 때 압축비 변화에 따른 기관의 출력성능을 나타내었다. 그림과 같이 기관출력은 이론공연비 영역 및 다소 농후영역에서 최대를 나타내며, 압축비 8이 이론공연비 영역에서 다소 상승됨을 보이나 전반적으로 유사한 경향이 나타났다. 이것으로 볼 때 이론공연비 및 다소 농후한 영역에서는 해리열의 흡수가 감소해 출력이 높고, 이론공연비 영역은 완전연소로 인하여 출력이 높다고 생각된다. 또한 압축비 8이 이론공연비 영역에서 최대를 나타내는 것은 압축행정 시 가스부하가 낮기 때문이며, MBT 점화시기가 진각되기 때문이다.^[4]

Fig. 5는 위와 같은 조건에서 MBT 점화시기선도를 나타낸 선도이다. 그림에서 보듯이 점화시기는 농후영역에서 다소 진각되고 희박영역에서는 상당히 진각된다. 또한 압축비 8은 8.5, 9 보다 점화진각이 뛰어나다. 이것으로 볼 때 농후영역은 잔류가스로 인해 연소실 내 온도상승이 억제되고 화염전파속도가 늦어 점화시기가 진

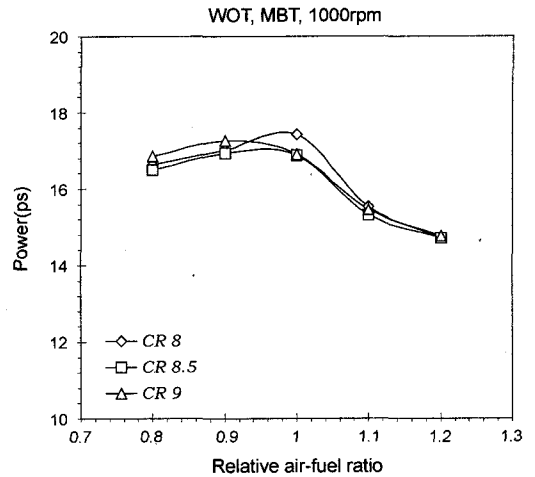


Fig. 4. Powers with different compression ratios.

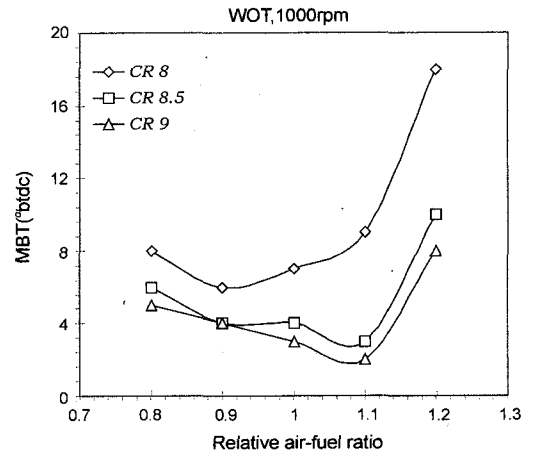


Fig. 5. MBT timings with different compression ratios.

각되고, 희박영역에서는 화염전파속도가 느리고 연소온도가 낮아 점화진각이 발생한다. 또한 고 압축비는 연소실의 온도수준을 높게하여 화염이 정상 화염면에 도달하기 전에 혼합기가 부분적으로 자기착화를 일으켜 노킹현상이 발생하므로 점화진각이 발생한다.^{[4],[6]}

Fig. 6은 WOT, MBT, 이론공연비, 1000 rpm에서 크랭크각도가 변할 때 압축비변화에 따른 실린더압력 선도이다. 그림에서 보듯이 압축비 8이 다른 두 압축비보다 최고압력이 높고 압축행정에서 가스부하로 인한 부의 일이 가장 낮다. 또한 점화진각이 발생하여 최고압력 시점이 상사점에 가깝다.

Fig. 7은 Fig. 6과 같은 조건에서 열발생량 선도를 나타내며 압축비 8이 점화진각이 발생하여 최고 열발생시점이 상사점에 가깝다. 한편 고압축비는 열발생량이 많

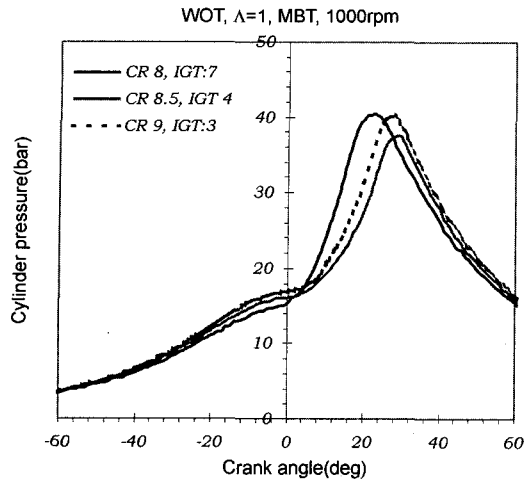


Fig. 6. Cylinder pressures with different compression ratios.

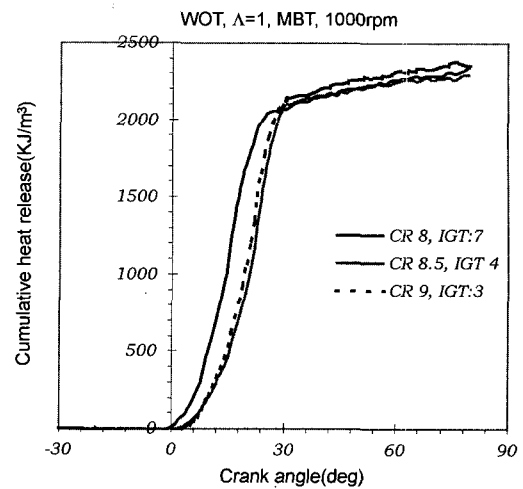


Fig. 8. Cumulative heat releases with different compression ratios.

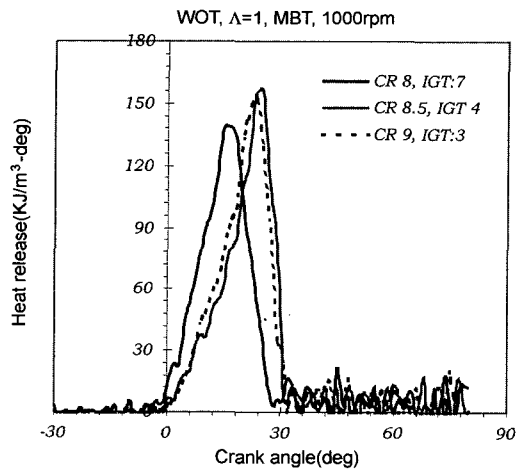


Fig. 7. Diagram of Heat releases with different compression ratios.

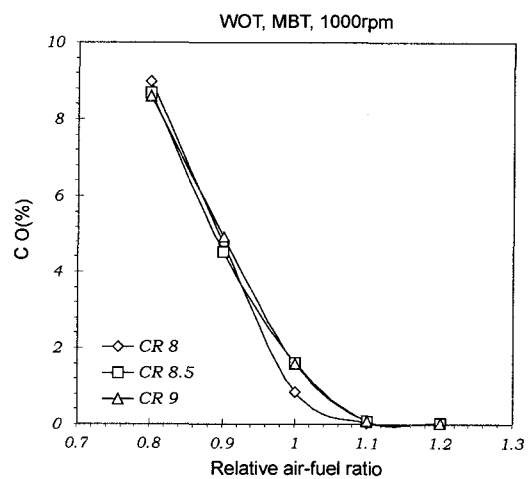


Fig. 9. Engine-out CO emissions with different compression ratios.

은데 이것은 고압축비 일수록 간극체적이 작아 잔류가스가 적고, 난류가 증대되며, 압력과 온도를 상승시켜 화염전파속도에 효과적이므로 온도수준이 높아 열발생량이 많은 것으로 생각된다.^[4]

Fig. 8은 위와 같은 조건에서 열누적량 선도를 나타낸 것이다. 그림에서 보듯이 저압축비 일수록 점화시기가 진각되어져 열누적 시점이 빨라짐을 알 수가 있다. 그러나 고압축비 일수록 점화시기는 지각되지만 누적 열 발생량 기울기가 급한 것을 알 수 있다.

4-2. 배기성능 특성

Fig. 9는 WOT, MBT, 1000 rpm에서 공기-연료 당량

비가 0.8에서 1.2까지일 때 압축비변화에 따른 CO 배출량 선도이다. 그림에서 보듯이 CO는 농후영역에서 최대를 나타내고, 희박영역에서는 거의 배출되지 않았다. 기관압축비에 따라서는 거의 동등한 경향을 나타낸다. 이것으로 보아 CO는 농후한 공기-연료 혼합기가 연료의 모든 탄소를 CO₂로 완전히 연소시키는데 요하는 충분한 산소가 부족하여 불완전연소가 되어 농후영역에서 다량 발생되므로 공기-연료 당량비의 함수로 표현된다.^{[4][5]}

Fig. 10은 위 조건과 같을 때 HC 배출량 선도이다. HC는 농후한 영역에서는 CO와 유사한 경향을 나타내고 있으나, 희박영역이 되면 오히려 배출량이 증가하는

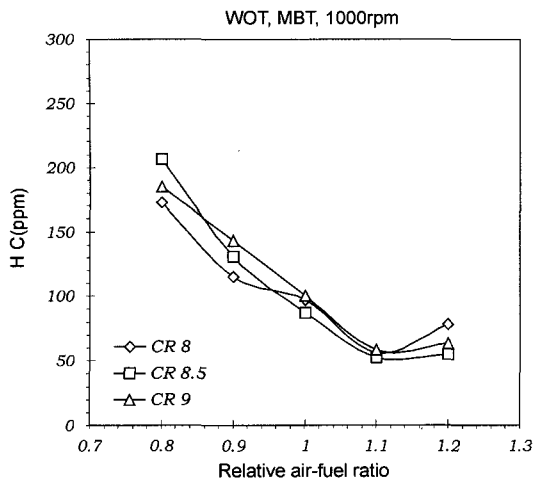


Fig. 10. Engine-out HC emissions with different compression ratios.

것을 알 수가 있다. HC는 실린더 벽, 피스톤상면, 실린더헤드 벽에 가까운 혼합기는 저온이고 유동도 거의 없어 화염이 그 안에 침입할 수 없기 때문에 소멸되어 배출되는 특성으로 농후 혼합기일 때는 다량 배출된다. 또한 희박 혼합기일 때는 화염전파속도가 느리고 연소온도가 낮아 화염이 연소실 벽에 근접할 때 화염이 꺼져 HC의 배출이 증대되는 것으로 판단된다.^{[4][6][11]} 한편 압축비의 영향을 살펴보면 압축비 9가 다소 상승되는데, 이것으로 볼 때 고압축비는 저압축비 보다 배기가스온도를 저하시켜 밸브, 가스킷, 실린더 벽, 피스톤상면, 실린더헤드 벽 등에서 소멸되어 배출농도가 다소 높은 것으로 생각된다.^{[4][6]}

5. 결 론

본 연구에서는 LPG연료를 사용하기 위한 대형 단기통엔진을 제작하여 압축비의 영향을 파악한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 제작 단기통엔진은 누수·누유 등이 발견되지 않아 회전수를 1000 rpm과 1400 rpm에서 원활한 실험을 수행하였다.
- 2) 기관출력은 이론공연비 부근에서 최대가 되며 저압축비에서 다소 높다. 또한 고압축비로 갈수록 점화지각이 발생한다.
- 3) 저압축비가 연소압력이 다소 상승되고, 부의 일이 감소한다. 그러나 고압축비는 연소실의 온도수준을 높여 열발생량은 높다.
- 4) CO는 공기·연료 당량비의 함수로 표현되어 압축

비의 영향은 없다.

- 5) HC는 농후영역일 때 다량 배출되며, 희박 혼합기일 때도 배출이 증대되며 고압축비에서 다소 증대된다.

후 기

본 연구는 LPG 자동차 보급 협의회(LG 가스, SK 가스)와 2001년도 한국과학재단 지정 계명대학교 저공해 자동차부품기술개발센터의 연구기금으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. 한화진: "저공해 연료자동차 보급 활성화 방안 연구", 한국환경기술개발원, pp. 1-18 (1996. 12).
2. 김진호 외: "대형 LPG 단기통엔진에서의 배기성능에 관한 연구", 한국자동차공학회 추계학술대회, pp. 237-243 (2000).
3. 김윤영, 위신환, 이종태: "이중분사식 수소기관의 적정압축비에 관한 연구", KSME conference (2001).
4. 이성열: "내연기관", 보성각, pp. 154 (1997).
5. Tomas Kaelblein, Y.I. Jeong and K.T. Rhee: "Knock Effects on Spark-Ignition Engine Emission and Performance", SAE 900712 (1990).
6. Heywood, J.B." Internal Combustion Engine Fundamentals. New York : McGrawHill (1988).
7. H.C. Watson, L.C. Goldsworthy, and E.E. Milkins: "Cycle by Cycle Variations of HC, CO, and NO_x", SAE 760753 (1976).
8. R.R. Raine, G. Zhang, and A. Pflug: "Comparison of Emissions from Natural Gas and Gasoline Fuelled Engines - Total Hydrocarbon and Methane Emissions and Exhaust Gas Recirculation Effects", SAE 970743 (1997).
9. Stephen G. Russ, Edward W. Kaiser, Walter O. Siegl, Diane H. Posiadlik, and Kathy M. Barrett: "The Effect of Air/Fuel Ratio on Wide Open Throttle HC Emission from a Spark-Ignition Engine", SAE 941961 (1994).
10. Sho S. Takagaki and Robert R. Raine: "The Effects of Compression Ratio on Nitric Oxide and Hydrocarbon Emissions from a Spark-Ignition Natural Gas Fuelled Engine", SAE 970506.
11. 장연준 외: "내연기관공학", 교보문고, pp. 325 (1999).
12. Stephen G. Russ, Edward W. Kaiser, Walter O. Siegl, Diane H. Posiadlik, and Kathy M. Barrett: "The Effect of Air/Fuel Ratio on Wide Open Throttle HC Emission from a Spark-Ignition Engine", SAE 941961 (1994).