

<논문> SAE NO. 933746

직접분사식 스파크점화 수소기관의 연소 및 성능특성에 미치는 압축비의 영향

The Effect of Compression Ratio on Combustion and Performance Characteristics of Direct Injection Spark Ignition Hydrogen Fueled Engine.

권 병 준*, 이 종 윤,** 이 종 태*, 이 성 열*
B. J. Kwon, J. Y. Lee, J. T. Lee, S. Y. Lee

ABSTRACT

As fundamental step to find the suitable compression ratio of hydrogen fueled engine, performance and combustion characteristics of that engine were analyzed. Qualitative characteristics of the hydrogen fueled engine were similar to that of the gasoline engine, and it was also found that knock limit compression ratio of the hydrogen fueled engine was higher than that of the gasoline engine.

주요기술용어 : Hydrogen fueled engine(수소기관), Direct injection(직접분사), Engine characteristics(기관특성), Compression ratio(압축비), Variable compression ratio engine(가변압축비기관)

1. 서 론

대체에너지 및 배기공해 특히 온실효과와 원인이 되고 있는 CO₂를 근본적으로 억제할 수 있는 것은 수소연료의 사용이라는 관점으로부터 저자들은 출력의 저감없이 역화를 방지할 수 있는 직접분사식 스파크점화 수소기관을 연구하고 있다.¹⁻⁹⁾ 수소기관연구의 궁극적인 목적은 고성능 고효율의 기관을 개발하는데 있는데, 이를 위해서는 무엇보다도 기관의 출력 및 열효율이 압축비의 함수이므로, 수소기관의 설계 압축비가 어느 정도인지 파악하여야 한다.^{10, 11)} 자발화이론에 입각하면 수소연료의 빠른 연소속도 및 높은 자기착화온도는 노크발생을 억제하는 역할을 하는데

반하여 높은 단열화염온도는 노크 발생을 용이하게 한다. 수소기관의 노크는 이들의 복합적인 영향에 의하여 발생하리라 생각되지만 수소기관의 노크발생 압축비는 아직 미지인 상태로서 이에 대한 연구는 거의 진행되고 있지 않은 상황이다¹²⁻¹⁶⁾. 그리고 수소기관은 현재 사용하고 있는 기관을 개조하고 연료전환하여 수소기관화하므로 압축비변화에 대한 수소기관의 제반특성이 기존 기관의 경우와 어떤 차이점이 있는지 규명할 필요가 있다. 이를 위하여 저자들은 제1단계로 발화온전중 압축비변화가 가능한 가변압축비 수소기관을 제작하여 실험의 정량치에 대한 신뢰성을 향상시킬 수 있는 바탕을 마련한 바 있다.¹⁷⁾

본 연구에서는 수소기관의 설계압축비를 파악

* 성균관대학교 기계공학과

** 대림자동차(주)

하기 위한 제2단계로서 압축비 변화에 대한 수소기관의 연소 및 성능을 파악하고 이들의 결과를 가솔린 기관의 경우와 비교 평가하였다.

2. 실험 장치 방법

2.1 가변압축비 수소기관

본 연구에서는 발화 운전중 압축비를 변화시킬 수 있는 가변압축비 수소기관을 제작하여 사용하였다. Fig.1에 가변압축비 수소기관의 개략을 나타낸다.

이 기관은 압축비 4.5인 단기통 농공용 기관을 개조하였으며, 실린더헤드 이동방식에 의한 압축비 변화방식, S/V(Surface/Volume) 비가 작고 화염전과거리가 짧으며, 압축비 변화에 따라 연소실형상이 변화하지 않는 OHC(Over Head Cam Shaft) 방식, 역화와 같은 이상연소를 방지하기 위하여 직접분사방식을 채택한 것이 특징이다. 가변압축비 수소기관은 크게 기관본체, 압축비를 임의로 변화시킬 수 있는 가변압축비 실린더 헤드, OHC 구동 시스템 및 오일펌프로 구성되어 있다.

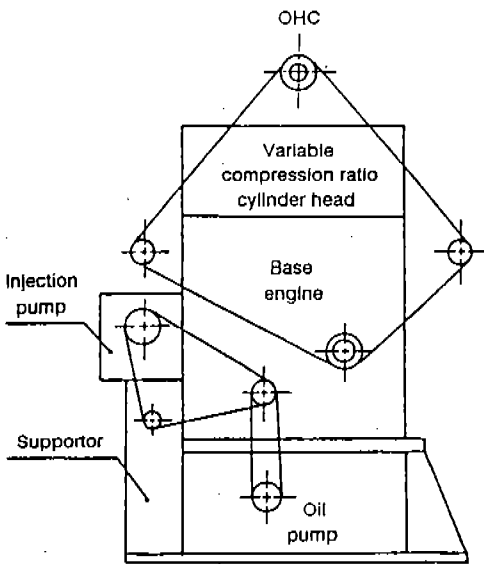


Fig.1 Schematic diagram of the variable compression ratio hydrogen fueled engine

Fig.2에 가변압축비 수소기관의 실린더 헤드 부분을 나타낸다. 가변압축비 수소기관의 압축비 변화 원리는 볼트와 너트의 개념을 도입하였다. 즉, 너트에 해당하는 기어 ①을 회전시켜 볼트에 해당하는 실린더헤드 이동부 ②를 회전없이 상하로 이동시키면 연소실에 해당하는 공간부 ③의 체적이 변화하게 되고 이로 인하여 압축비가 변화되는 원리를 이용하였다. 실린더헤드 이동부 ②와 지지부 ④ 사이의 기밀은 2개의 피스톤링과 1개의 O-링을 사용하여 유지시켰다. 2개의 피스톤링은 고온, 고압의 연소가스가 직접 O-링에 접하지 못하도록 하기 위한 것이다. O-링은 고온에 견딜 수 있는 바이톤 O-링을 사용하였고, 열변형을 방지하기 위하여 O-링 주위에 냉각수를 통과시켰다.

이와 같이 구성한 가변압축비 수소기관의 제원은 Table 1과 같으며, 압축비 변화범위는 5에서 17까지이다.

• 수소분사밸브 :

수소분사밸브는 저자들이 직접분사식 수소기관의 연구에서 사용한 유압구동식의 수소분사밸브를 가변압축비 수소기관에 사용할 수 있도록 개조하였다.

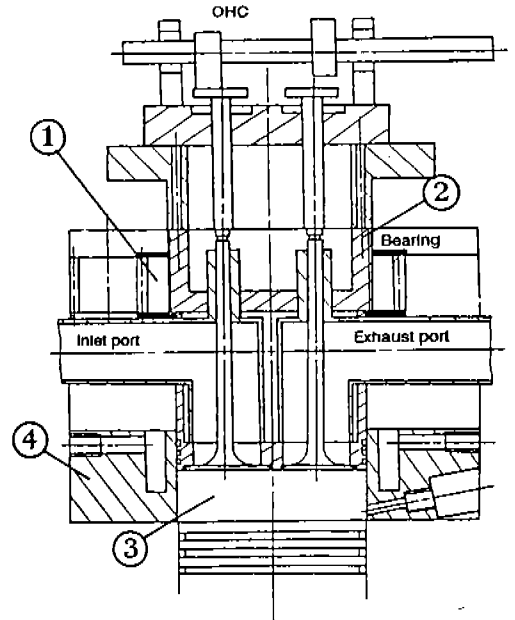


Fig.2 Detail of the cylinder head in variable compression ratio hydrogen fueled engine

Table 1 Specifications of the variable compression ratio hydrogen fueled engine

Engine type	Four stroke, Over Head Cam shaft type
Number of cylinder	1
Cooling	Watercooling
Fuel supply system	Direct injection
Method of ignition	Spark ignition
Bore×stroke	90×105mm
Displacement volume	0.667ℓ
Length of connecting rod	180mm
Variable range of compression ratio	5~17

수소분사밸브의 형상을 Fig.3에 나타낸다. 수소분사밸브는 크게 분사밸브구동부(I), 푸시로드간극 조절부(II), 및 분사밸브부(III)의 3부분으로 나눌 수 있다. 수소분사밸브의 작동원리는 연료분사펌프에서 가압된 고압의 작동유(경유)가 분사밸브 구동부의 디젤분사노즐의 니들을 작동시키면, 이 니들의 움직임이 푸시로드에 의해 전달되어 포핏밸브가 개폐되는 원리이다. 포핏밸브의 개폐에 의해 배럴에 충전되어 있던 고압의 수소가스가 분사구를 통하여 실린더내에 직접 분사된다.

• 분사구형상 :

지금까지의 수소기관연구에는 Fig.4의 (a)와 같이 1mm 간격의 틈을 온 원주에 걸쳐 만든 전개형의 분사구형상을 사용하였다.

그러나 이 분사구에 대하여 수소와 공기가 혼합되는 과정을 정적용기내에서 가시화한 결과 용기 중앙부분의 혼합기가 불균질한 상태로 있을 가능성이 있었다⁶⁾. 이 문제점을 해결하기 위해 분출속도 및 분출각과 같은 분출류의 특성을 파악한 결과 Fig.4의 (b)와 같은 9공형의 분사구 형상이 전개형보다 혼합에 유리하다는 것이 밝혀졌다. 또한 수소기관에 9공형의 분사구형상을 삽입하여 실험한 결과도 동일한 결과를 얻을 수 있었으므로 본 연구에서는 9공형의 분사구형상을 사용하였다. 9공형은 수소가스를 연소실의 전 방향에 대해 균일하게 분출시키고자 중심축에서의 30° 및 60° 방향에

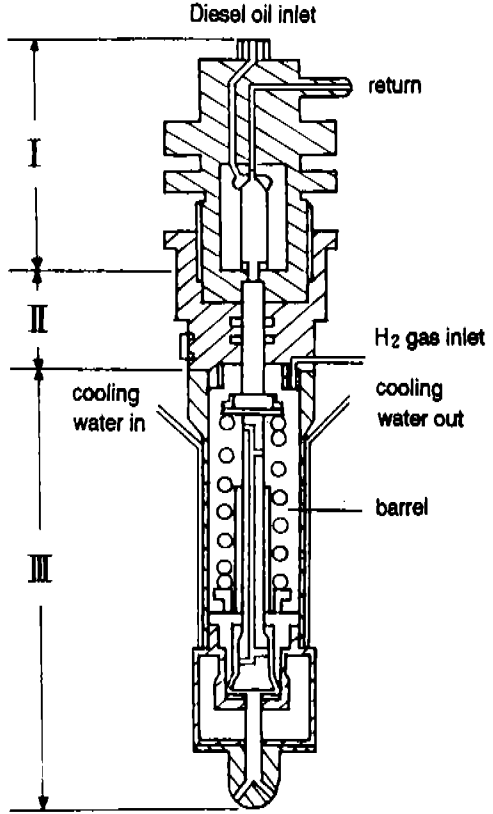


Fig.3 Configuration of hydrogen injection valve

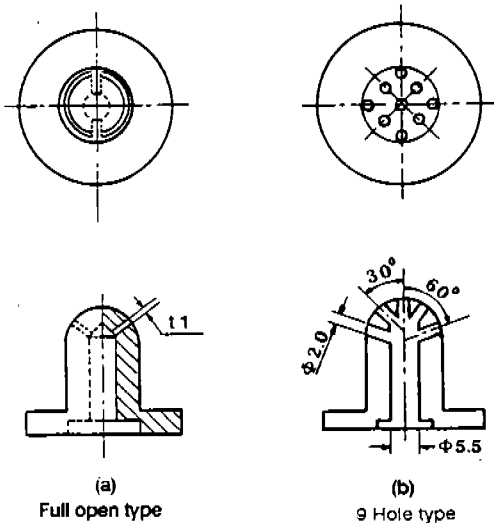


Fig.4 Configuration of injection holes

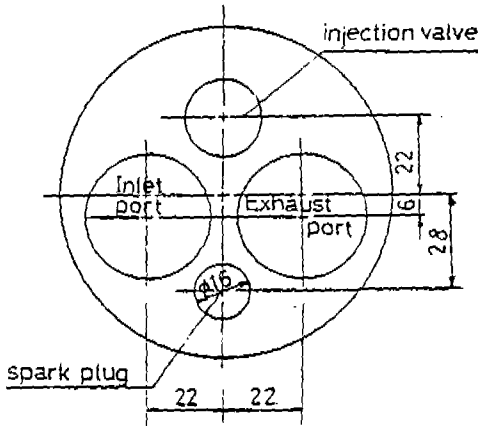


Fig.5 The bottom section of removable part in cylinder head

있는 두 원주상에 90° 간격으로 1개씩 뚫는 8개의 분출공과 중심에 1개의 분출공을 갖는 분사구형상이다.

• 분사밸브 삽입위치 :

분사밸브의 삽입위치는 Fig.5와 같으며, 연소실형상은 디스크형이다.

• 점화방식 :

점화방식은 스파크점화에 의한 강제착화 방식을 채택하였다. 스파크점화계통은 통상의 가솔린기관용을 사용하였다. 점화시기를 변화시킬 수 있도록 단속기를 기관의 출력축 쪽에 설치하였다.

2.2 실험 장치

Fig.6에 실험장치의 전체적인 개략을 나타낸다. 실험장치는 DC 동력계에 직결된 가변압축비 수소기관, 수소가스 공급계통, 흡입 및 배기계통과 각 부의 측정장치로 구성된다.

수소연료는 11~12MPa의 압력으로 충전하여 시판되는 수소가스를 다수 병렬로 연결하여 사용하였다. 이 수소가스는 압력조정기에서 약 2.5MPa의 압력으로 감압되어 Accumulator에 저장된 후, 수소분사밸브를 통하여 실린더 내에 분사된다. 수소가스의 분사량을 측정하기 위하여 Accumulator 후방에 오리피스 유량계와 내압 약 5

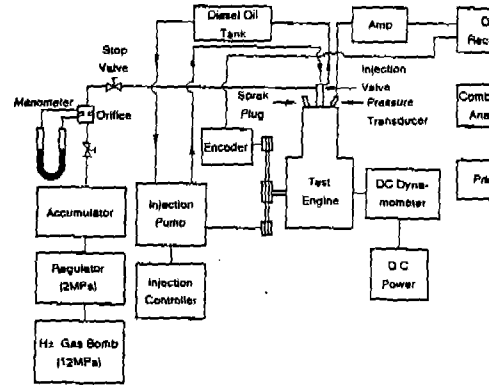


Fig.6 Schematic diagram of the experimental apparatus

MPa의 고압 마노미터를 설치하였다.

실린더내의 가스 압력은 압력변환기(Ki 601A, piezo type)로 측정하며, 이 값을 데이터 레코더(SONY, FE-30A)에 저장한 후, 연소실 측정장치(ONO SOKKI, CB-366)로 해석하였다. 또 기관 각부의 냉각손실을 파악하기 위하여 실린더 헤드 이동부, 지지부 및 실린더 블록의 냉각수 입구 및 출구에 열전대를 삽입하였다.

2.3 실험 방법

실험은 압축비와 각각의 압축비에 대하여 기관회전속도 및 점화시기를 변화시켰다. 압축비 5에서 이상연소가 발생하는 압축비까지 단계적으로 변화시켰다. 기관회전 속도는 1000rpm에서 1800rpm까지 200rpm 간격으로 변화시켰다. 점화시기는 기관축에 설치된 단속기의 위상각을 변화시켜 단계적으로 변화시켰다. 각 실험에서 수소가스의 분사시기는 120°btc로 일정하게 하였다. 그리고 가솔린 기관의 실험은 가변압축비 수소기관에 장착된 수소분사밸브를 제거하여 수소연료의 공급을 중단하고, 기화기를 통해 가솔린을 공급하여 수행하였으며, 실험조건은 수소기관과 동일하게 하였다.

3. 연소특성에 미치는 압축비의 영향

3.1 최고압력 및 연소기간

수소기관의 압축비변화에 대한 압력경과곡선의 일례를 Fig.7에 나타낸다. 이 경우 기관회전속도는 1600rpm, 점화시기는 MBT, 연료공기 당량비는 1.0이며 전개운전상태이다. 그림에서 나타난 바와 같이 압축비가 증가함에 따라 연소초기온도 및 압력이 증가하므로 실린더내의 가스압력은 전체적으로 높아지며, 압력상승률도 증가

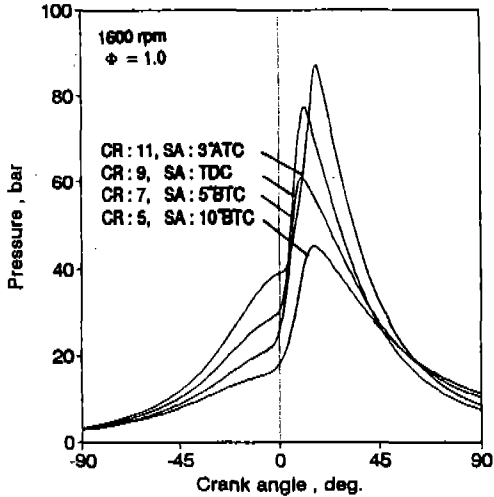


Fig. 7 Indicated diagram as a function of compression ratio in hydrogen fueled engine

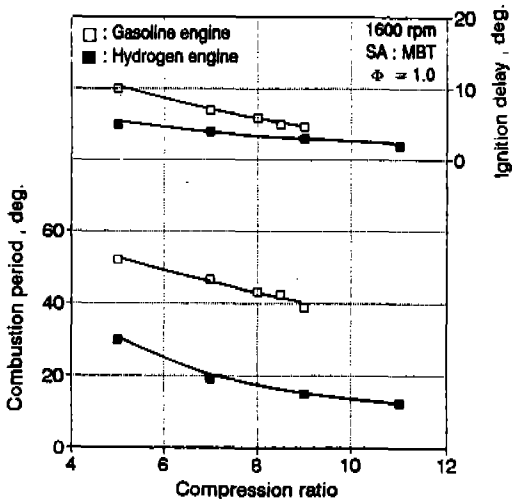


Fig. 8 Ignition delay period and combustion period as a function of compression ratio in hydrogen and gasoline engines

하게 된다. 또한 압축비 증가에 따른 연소기간 및 점화지연기간의 감소로 인하여 최고압력의 발생시기는 대체로 상사점근방으로 접근하고 있다. 압축비 11에서는 노크발생을 억제하기 위해 점화시기를 지연시킨데 기인하여 최고압력발생시기는 상사점으로 부터 멀어지고 있다. 최고압력은 압축비 5에서 47bar이고 압축비 11에서 88 bar로서 약 2배 정도 증가하는 것을 나타낸다.

Fig.8은 수소기관에 있어서 압축비 변화에 따른 점화지연기간 및 연소기간의 변화를 가솔린기관의 경우와 비교하여 나타낸 것이다. 여기서 점화지연기간은 점화시로부터 압력이 상승되는 시기까지이며, 연소기간은 질량연소 0%에서 100%까지의 기간으로 정의한다. 각 압축비에 있어서 수소기관의 점화지연기간 및 연소기간은 연료의 점화성이 좋고, 연소속도가 빠르는데 기인하여 가솔린기관 보다 전체적으로 짧은 것을 나타낸다. 그리고 압축비가 증가함에 따른 초기온도 상승의 영향으로 수소기관과 가솔린기관 모두 점화지연기간과 연소기간이 감소하는 경향이다. 그러나 압축비를 5에서 9까지 증가시킨 경우 수소기관과 가솔린기관의 점화지연기간 감소율은 각각 평균 5%, 14%로 수소기관의 경우가 작으며, 이것은 수소연료의 좋은 점화성으로 인하여 압축비 증가에 따른 연소초기온도 상승의 영향이 크게 미치지 않는데 기인하는 것이라 생각된다. 또한 수소기관에서의 연소기간 감소율도 압축비 9까지는 평균 38% 정도로 가솔린기관과 비슷하지만, 그 이상에서는 빠른 연소속도에 의해 압축비 증가효과가 감쇄되어 그리 큰 변화를 나타내지 않는다.

3.2 사이클변동

Fig.9는 수소기관과 가솔린기관에 있어서 압축비 변화에 따른 사이클변동을 도시평균유효압력 변동계수 COV_{imep} (Coefficient of Variation in imep)로 비교한 것이다. 이 경우 기관회전속도는 1600 rpm, 점화시기는 MBT, 연료 공기 당량비는 1.0이다. 도시평균유효압력 변동계수는 다수 사이클을 평균화한 도시평균유효압력에 대한 도시평균유효압력의 표준편차의 비를 백분율로 나타

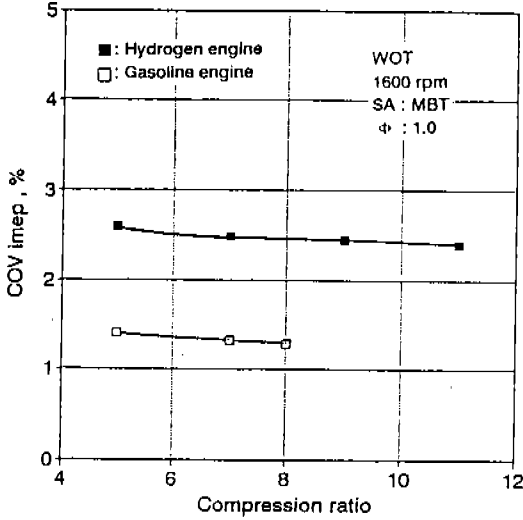


Fig.9 Coefficient of variation in imep as a function of compression ratio in hydrogen and gasoline engines

내어 정의한다.

$$COV_{imep} = \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (imep(i) - \overline{imep})^2 \right)^{1/2} / \overline{imep} \times 100(\%) \quad (1)$$

여기서 N은 사이클수이며, imep(i)는 임의의 사이클의 도시평균유효압력이다. \overline{imep} 는 다수사이클을 평균화한 도시평균유효압력으로서 다음과 같이 표시된다.

$$\overline{imep} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N imep(i) \quad (2)$$

사이클변동 COV_{imep} 는 압축비가 증가함에 따라 수소기관과 가솔린기관 모두 약간 감소하는 경향을 나타낸다. 이것은 압축비가 증가함에 따른 잔류가스의 감소와 연소 초기온도의 상승으로 질량연소가 촉진되고, 이로 인해 점화지연기간 및 연소기간의 변동이 감소하는데 기인하는 것으로 볼 수 있다. 그렇지만 압축비가 5에서 9까지 증가하는데 따라 수소기관의 사이클변동은 약 2.6%에서 2.4%로, 가솔린기관의 경우는 약 1.4%에

서 약 1.3%로 감소되므로 수소기관 및 가솔린기관 모두 사이클변동에 미치는 압축비의 영향은 그리 크지 않은 것으로 볼 수 있다. 한편 각 압축비에 있어서 수소기관의 사이클변동은 가솔린기관보다 전체적으로 약간 큰 값을 나타낸다. 이것은 수소연료의 질량이 작는데 따른 난류확산의 감소와 수소연료를 압축행정 전반기에 분사하는데 따른 분사 후 점화시까지의 혼합기간 감소로 수소와 공기의 혼합이 용이하지 않는 데 기인한다. 또한 적은 점화에너지에도 쉽게 점화하는 수소연료의 특성으로 인하여 조기착화의 발생이 용이한 것에도 기인한다고 생각된다.

3.3 이상연소

수소기관과 가솔린기관의 압축비 변화에 대한 압력 경과곡선의 일례를 Fig.10에 나타낸다. 이 경우 두 기관 모두 기관회전속도는 1600rpm, 점화시기는 MBT, 연료 공기당량비는 1.0이다. 그림에서 보는 바와 같이 수소기관의 압력곡선은 가솔린기관의 경우보다 전체적으로 높은 것으로 나타낸다. 이것은 수소기관의 경우 흡입과정중에 공기만을 흡입하기 때문에 동일 압축비에서 체적효율이 크고, 또한 압축행정 초기에 연료를 고압으로 실린더내에 분사하여 연소초기 압력이 높는데 기인한다. 그리고 압축비를 증가시킴에 따라 수소기관과 가솔린기관 모두 최고압력은 연소초기압력의 증가에 기인하여 증가하고, 또한 최고압력의 발생시기는 대체로 압축비 증가에 따른 연소기간 및 점화지연기간의 감소로 상사점근방으로 접근하는 것을 나타낸다. 그러나 정상운전이 가능한 압축비는 수소기관의 경우 약 11 정도인데 반하여 가솔린기관의 경우 이보다 낮은 압축비인 약 8.5 정도를 나타내며, 이보다 더 압축비를 증가시키면 거의 전 영역에서 심한 노크가 발생하였다. 이와 같이 수소기관의 노크발생 압축비가 가솔린기관보다 높은 것은 가솔린연료보다 수소연료의 화염전파속도가 빠르고, 자기착화온도가 높은 것이 단일화염온도가 높다는 영향보다 더욱 크게 영향을 미치기 때문인 것으로 생각된다. 이 결과는 열발생량이 최대인 전개운전 상태에서 얻은 결과이므로 수소기관의 설계압축

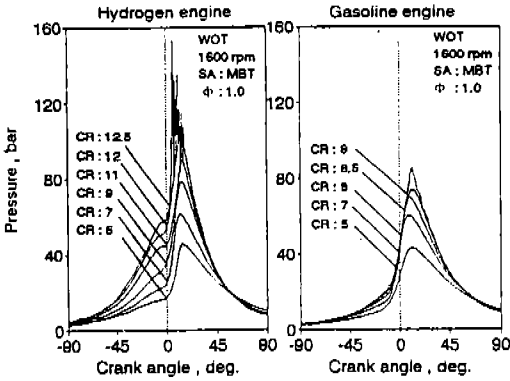


Fig.10 Indicated diagram as a function of compression ratio in hydrogen and gasoline engines

비는 가솔린기관보다 높을 것으로 사료된다. 그러나 노크과 같은 이상연소 현상은 공기 연료비, 냉각수 온도 및 흡기온도 등과 같은 운전조건에 따라 변하므로 수소기관의 설계압축비를 상세히 파악하기 위해서는 추후 보다 광범위한 운전조건에 대한 이상연소의 고찰이 필요하다.

4. 출력특성에 미치는 압축비의 영향

4.1 토크 및 제동연료소비율

Fig.11은 수소기관에 있어서 압축비 변화에 대한 토크와 제동연료소비율을 가솔린기관의 경우와 비교한 것이다. 수소기관 및 가솔린기관의 토크는 압축비의 증가에 따라 연소초기의 압력이 증가되고 Fig.12에 나타난 바와 같이 잔류가스의 감소로 인한 체적효율의 증가에 의하여 모두 증가하는 경향이다. 그리고 수소기관의 토크가 가솔린기관의 경우보다 큰 것은 역화를 방지하기 위해 흡입과정중에 공기만을 흡입시키고 압축행정중에 연료를 직접분사하는데 따른 흡입 공기량의 증가에 의하여 연료발열량이 증대하는데 기인하는 것이다. 이러한 흡입공기량 증대에 의한 열발생량의 증가로 수소기관의 토크는 각각의 압축비에서 가솔린기관에 비해 약 13% 정도 크다. 한편 열효율을 의미하는 제동연료소비율은 압축비 변화에 따라 모두 감소하는 경향이며, 이것은

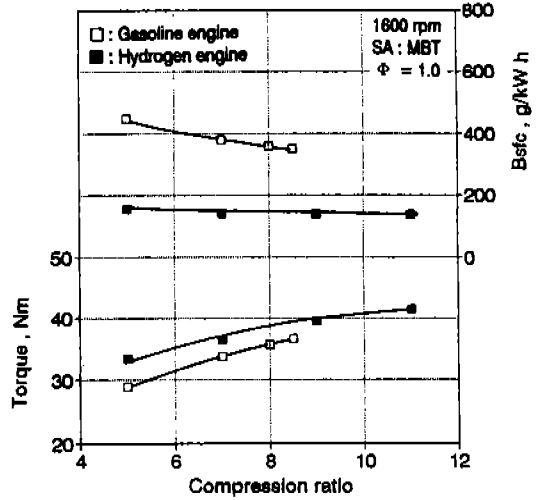


Fig.11 Torque and brake specific fuel consumption as a function of compression ratio in hydrogen and gasoline engines

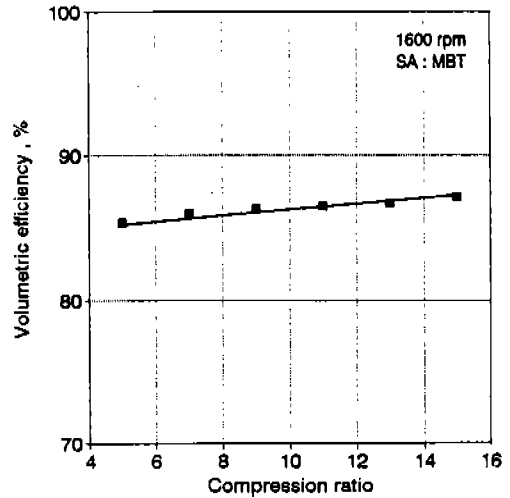


Fig.12 Volumetric efficiency as a function of compression ratio in hydrogen fueled engine

사이클당 흡입되는 연료량의 증가에 비해 제동 출력의 증가가 큰것에 기인하는 것이다. 압축비를 5에서 노크발생 직전까지의 압축비까지 증가시키는 경우, 토크는 수소기관의 경우 약 28%, 가솔린기관의 경우 약 25% 정도 증가하고, 제동 연료소비율은 수소기관의 경우 약 12% 가솔린

기관의 경우 약 25%정도 감소하는 것을 나타낸다.

4.2 최적 점화시기

Fig.13은 수소기관에 있어서 점화시기 변화에 대한 토크를 각각의 압축비에 대해서 나타낸 것

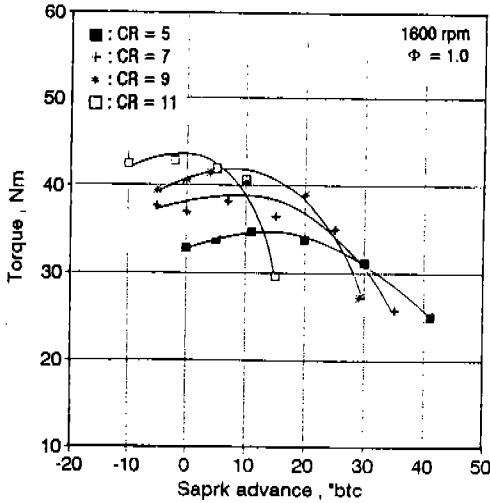


Fig.13 Torque as a function of spark advance at each compression ratio in hydrogen fueled engine

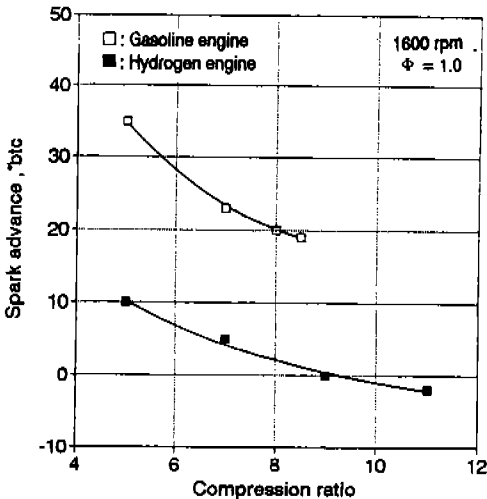


Fig.14 Spark advance as a function of compression ratio in hydrogen and gasoline engines

이다. 이 경우 기관회전속도는 1600rpm, 연료 공기 당량비는 1.0이다.

각각의 압축비에서 최대 토크를 나타내는 점화시기, 즉 최적점화시기로부터 점화시기를 진각 및 지각시킴에 따라 토크는 감소하고 있다. 이러한 경향은 압축비가 변화해도 동일하나, 최적 점화시기는 압축비가 증가함에 따른 점화지연 감소 및 연소시간 감소로 인하여 약간씩 지각되는 경향이다.

Fig.14는 수소기관에 있어서 압축비 변화에 따른 최적점화시기의 변화를 가솔린 기관의 경우와 비교하여 대표적으로 1600rpm의 경우에 대하여 나타낸 것이다. 압축비를 증가시킴에 따른 점화 지연시간 및 연소시간의 감소로 최적점화시기는 수소기관 및 가솔린기관 모두 지각되는 경향이 있지만, 점화시기를 지각시키는 정도는 수소기관의 경우가 보다 작다. 이것은 전술한 바와 같이 수소의 점화성이 가솔린에 비해 좋고, 연소속도가 빠른 것에 기인하여 압축비의 증가에 의한 영향이 크게 미치지 않기 때문인 것으로 생각된다. 한편 각 압축비에 있어서 가솔린기관의 최적점화시기는 30°btc 부근인데 비하여 수소기관의 최적점화시기는 상기와 같은 원인에 의하여 상당히 지각된 TDC 근방에서 나타낸다.

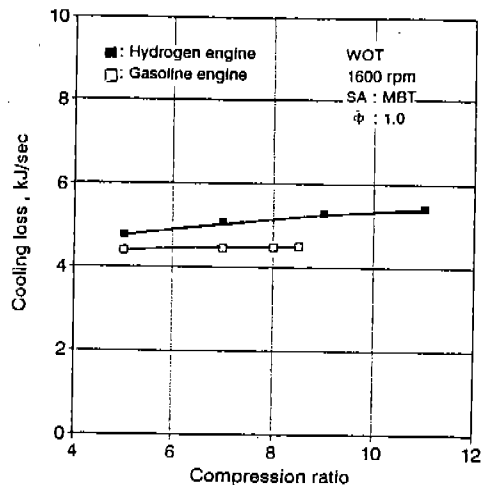


Fig.15 Cooling loss as a function of compression ratio in hydrogen and gasoline engines

4.3 냉각 손실

Fig.15는 수소기관에 있어서 압축비 변화에 대한 냉각손실을 가솔린기관과 비교한 것이다. 여기서 기관회전속도는 1600rpm, 연료 공기 당량비 1.0, 점화시기는 MBT이며, 냉각수 출구온도는 수소기관 및 가솔린기관 모두 동일하게 유지하였다. 또한 냉각손실은 실린더헤드 이동부와 실린더헤드 지지부 및 실린더블록에서 측정된 냉각손실의 합이다. 압축비의 증가에 따라 수소기관 및 가솔린기관의 냉각손실은 모두 약간 증가하며 이것은 연소 초기온도의 상승과 체적효율 증가에 의한 발열량의 증가로 연소가스의 온도가 증가하는데 기인하는 것이다. 그리고 수소기관의 냉각손실이 가솔린기관의 경우보다 전체적으로 큰 것은 수소연료의 열전달계수 및 단열화염온도가 가솔린 연료에 비해 크기 때문이다. 압축비를 5에서 노크발생압축비 직전의 압축비까지 증가시키는데 따른 냉각손실의 증가량은 수소기관의 경우 약 15%, 가솔린 기관의 경우 약 5% 정도이다.

전반적으로 수소기관의 냉각손실은 가솔린기관의 경우에 비해 각 압축비에서 약 10%정도 큰것을 나타낸다.

5. 결 론

압축비 변화에 대한 수소기관의 기관특성은 가솔린기관의 경우와 정상적으로 동일한 경향이 나 정량적으로 차이를 나타내며, 주요한 특성은 다음과 같다.

수소기관과 가솔린 기관의 압력경과곡선을 비교한 결과 수소기관의 경우는 압축비가 약 11정도, 가솔린기관에서는 압축비가 약 8.5 정도까지 노크발생없이 정상연소가 가능하였다. 수소기관의 점화지연기간, 연소기간은 압축비의 증가에 따라 감소되지만 수소연료의 점화성이 좋고 연소속도가 빠르는데 기인하여 그 감소율은 가솔린기관에 비해 작다. 사이클 변동은 압축비가 증가함에 따라 수소기관과 가솔린기관 모두 약간 감소하였으나 그 정도는 미미하다. 압축비의 증가에 따라 토크는 약 28% 증가, 제동연료 소비

율은 약 12% 정도 감소한다. 그리고 최적점화시기는 압축비의 증가에 따라 지각되는 경향이 지만, 수소기관에 있어서 압축비의 증가에 따른 최적점화시기의 지각범위는 가솔린기관에 비하여 작고, 수소기관에서의 최적점화시기는 TDC 근방으로 나타난다. 또한 수소기관의 냉각손실은 가솔린기관의 경우에 비해 각 압축비에서 약 10%정도 크다.

상기 결과로 부터 수소기관의 설계 압축비는 가솔린기관의 경우에 비해 다소 높힐 수 있으리라 생각되나 이 결과는 한정된 운전조건하의 결과이므로 추후 상세한 연구가 필요하다.

후 기

이 논문은 1991년도 교육부지원 한국학술진흥재단의 자유공모과제 학술연구조성비에 의하여 연구되었으며 이에 관계자께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. 이종태, 이성열, 이재천, 김용환, "수소엔진개발에 관한 기초연구", 한국자동차공학회, 춘계학술대회 강연초록집, pp.59-63, 1988.
2. 김지문, 김용태, 이종태, 이성열, "수소엔진의 분사구형상에 따른 연소특성", 대한기계학회, 춘계학술대회 초록집, pp.173-176, 1988.
3. 김용태, 김지문, 이종태, 이성열, "수소엔진의 사이클변동에 관한 지압선도 해석", 한국자동차공학회, 춘계학술대회 초록집, pp.97-101, 1989.
4. 김지문, 김용태, 이종태, 이성열, "직접분사 수소엔진의 기관성능 특성과 사이클 변동 특성에 관한 연구", 한국자동차공학회 춘계학술대회 초록집, pp.15-21, 1990.
5. 김용태, 김지문, 이종태, 이성열, "직접분사식 수소엔진 개발에 관한 연구", 한국수소에너지학회 정기학술 발표대회, pp.58-69, 1990.
6. 김지문, 김용태, 이종태, 이성열, "수소기관의 사이클 변동 원인", 한국자동차공학회 춘계학술대회 초록집, pp.71-75, 1991.

7. 김용태, 김지문, 이종태, 이성열, “직접분사식 스파크점화 수소기관의 연소 및 성능특성에 관한 연구”, 한국수소에너지학회 제3권 1호, pp.1-16, 1992.
8. Heun HONG, Jong Tai LEE and Songyol LEE, “An Experimental Study on the Suitable Configuration of Injection Hole in Direct Injection Hydrogen Fueled Engine”, The 2nd JSME-KSME Thermal Engineering Conference Vol.2, pp.169-174, 1992.
9. Jimun KIM, Jong Tai LEE and Songyol LEE, “Performance Characteristics of Hydrogen Fueled Direct Injection Spark Ignition Engine”, KSME-JSME Joint conference, pp.54-59, 1992.
10. John B. Heywood, “Internal Combustion Engine Fundamentals”, Mc-Graw Hill, pp.161-204.
11. Rowland S. Benson, N.D. Whitehouse, “Internal Combustion Engines”, Pergamon Press, pp.52-68.
12. Joseph G. Finegold et al, “The UCLA Hydrogen Car : Design, Construction and Performance”, SAE 730507, pp.1626-1637.
13. Jak Levi and David B. Kittelson, “Further Studies with a Hydrogen Engine”, SAE 780233, pp.1-8.
14. H.S. Homan, P.C.T. Deboere, and W.J. Mclean, “The effect of Fuel Injection on NO_x Emissions and Undesirable Combustion for Hydrogen-fueled Piston Engines”, SAE 780945, pp.1-17, 1978.
15. Shoichi Furuhashi et al, “An increase of engine oil consumption at high temperature of piston and cylinder”, SAE 810976, pp.3008-3017.
16. Takao Fukuma et al, “Hydrogen Combustion Study in Direct Injection Hot Surface Ignition Engine”, SAE 861579, pp.6973-6986.
17. 이종윤, 김상만, 이종태, 이성열, “가변압축비 수소 기관의 제작과 평가”, 한국자동차공학회 춘계 학술대회 강연초록집, pp.76-81, 1991.