

수소기관의 개발현황 및 특성

Current Status and Characteristics of Hydrogen Fueled Engine

이 종 태
J. T. Lee



이 종 태
· 1954년생
· 성균관대학교 기계공학과 교수, 중신회원
· 고성능고효율기관 및 수소기관의 개발과 연소 및 유동에 관한 기초연구

1. 머릿말

수소연료는 거의 무공해에 가깝고, 어떠한 에너지원으로도 제조 가능한 에너지 저장물 질이며, 에너지밀도 및 파워밀도가 커서 현용의 석유계 연료를 대체할 수 있는 미래의 에너지원으로 인식되고 있다.

이와같이 Ecological, Economical, Energetic의 3E를 대표하는 수소연료를 내연기관에 사용하고자 하는 시도가 근래 각국에서 이루어지고 있지만 놀랍게도 최초로 내연기관에 적용한 것은 1800년경 초까지 거슬러 올라갈 수 있다. 1805년 스위스의 Rivaz가 Volta의 가스피스톨에 힌트를 얻어 Papin의 화약기관에 수소연료를 사용한 대기압 수소기관을 제작하였고, 이 기관을 차량에도 탑재한 바 있다. 또한 1820년 세계 최초로 자동운전에 성공한 Cecil의 beam 기관도 수소

연료를 사용하였으므로 현재 사용하고 있는 내연기관의 원조는 수소연료엔진(이후 수소기관이라 함)이라 할 수 있다^{1)~3)}.

그러나 수소연료가 갖는 빠른 연소속도, 적은 점화에너지 및 높은 단열화염온도 등과 같은 연소특성에 기인하는 이상연소의 발생으로 세계최초로 자동운전시키는데 성공하였으나 동력을 얻는데 실패하여 실용화에는 직접 이어지지 못하였다. 이후 연소속도가 비교적 낮은 석탄가스 및 석유계 연료가 대체됨으로써 수소연료는 내연기관의 연료로서 거의 자취를 감추게 되었다.

최근 수소가스를 실린더 내에 직접분사하면 역화방지 및 고출력 달성이 가능하다는 것이 제시되었다. 그리고 CO₂ 발생에 의한 온실효과를 근본적으로 해결할 수 있다는 관점으로부터 수소기관에 대한 인식이 재평가되고 있다. 이로인해 수소기관에 대한 기초연구가 다시 시작되고 일부 대학, 연구소, 기업에서 수소기관 및 수소자동차의 개발에 관한 연구결과가 보고되고 있다^{4)~8)}. 그렇지만 신뢰성있는 수소기관과 연료저장시스템의 개발이 미흡하고 각 방식간의 매칭이 용이하지 않아 다수의 수소자동차가 제시되고 있음에

도 불구하고 차량시스템의 개념도 아직 명확히 확립되어 있지 않은 상황이다.

본교에서는 1987년부터 수소기관의 연구에 착수한 후 실린더내 직접분사식 스파크점화 수소기관을 제작하여 연소 및 성능특성, 적정분사구형상, 노크한계압축비, 냉각손실, 열유속, 역화한계당량비확장, 전 운전범위에서 고효율 및 고성능을 달성할 수 있는 이중분사식 수소기관과 수소자동차개발에 관한 연구 등을 수행하고 있다^{9)~16)}.

여기에서는 수소기관에 관점을 두어 수소기관 개발시의 고려사항, 수소기관의 종류 및 개발현황, 그리고 초기단계이지만 지금까지의 연구결과를 바탕으로 수소기관의 제반 특성 및 역화 등에 관하여 소개하고자 한다.

2. 수소기관의 개발시 고려사항 및 종류

2.1 수소기관 개발시 고려사항

수소연료의 비등점은 -253°C 이므로 상온에서 항상 가스상태이다. 따라서 수소연료가 가스연료라 생각하여 수소기관을 단순히 LPG기관과 마찬가지로 연료전환기관이라 취급하는 경우가 많다. 그러나 수소연료는 Table 1에 나타난 바와 같이 탄화수소계 연료와 달리 현저히 다른 연소특성을 갖고 있다. 이는 장점도 있으나 단점도 수반되므로 수소기관의 개발에는 다음과 같은 점을 고려해야 한다.

첫째, 수소연료는 가연한계가 넓으며, 점화에너지가 작고 연소속도가 빨라서 희박혼합기를 사용하는 저부하 영역에서는 열효율이 증가된다. 그러나 고부하 영역에서는 조기착화 및 역화가 발생하기 쉽다. 역화의 발생은 수소기관 개발에 가장 큰 장애이며, 이것을 억제하는 방법의 확립이야말로 수소기관을 실용화시키는 주요 관건이다.

둘째, 수소연료의 발열량은 가솔린기관에 비하여 약 2.7배 크다. 그렇지만 상온에서 항상 가스상태이고 밀도가 작으므로 동일 실린더 내에 수소공기 예혼합기를 흡입시키면 발열량은 가솔린기관의 85% 정도이다. 더욱이 역화를 억제하기 위해 희박혼합기를 사용하면 흡기관분사식 수소기관의 출력은 가솔린기관에 비하여 30~40%정도 감소한다. 출력을 증가시키는 것도 중요한 과제이다.

셋째, 수소연료의 자기착화온도는 디젤유보다 약 240°C 정도 높다. 이는 고압축비를 가능하게 하는 요인이 되나 압축착화 시키는 데 어려움이 있다. 따라서 점화는 강제착화방식을 채택하여야 한다.

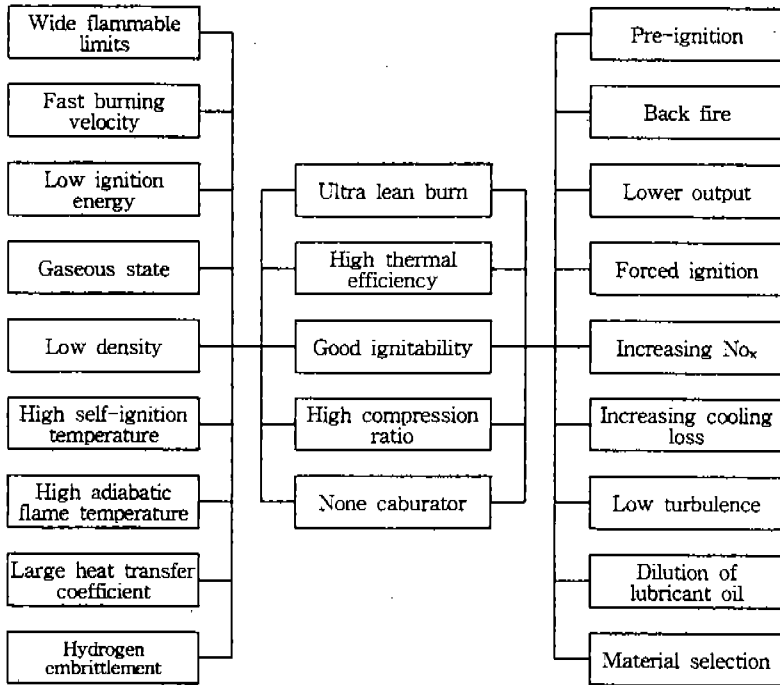
넷째, 수소 연료는 연소속도가 빠르므로 실린더내 유동의 증가는 오히려 연소에 역효과를 준다는 결과가 있다. 유동 생성에는 기존의 내연기관과 다른 개념의 도입이 필요하다.

다섯째, 수소연료의 높은 단열화염온도 및 큰열전달계수는 냉각손실 및 연소실벽면온도를 증가시키는 요인으로 작용한다. 냉각시스템 및 연소실 각부의 열부하에 대한 대책이

Table 1 Fuel characteristics of hydrogen and gasoline

Item	H ₂	C ₈ H ₁₈
Lower calorific value (kJ/kg)	120,540	44,100
Adiabatic flame temperature(°C)	2,384	2,270
Stoichiometric(mass)	34.1 : 1	15.1 : 1
Air-fuel ratio(volume)	2.38 : 1	59.5 : 1
Spontaneous ignition temperature(°C)	580	540 diesel oil 340
Fuel-air equivalence ratio of combustible range	0.1-7.14	0.17-3.84
Fuel-air volume ratio of combustible range (%)	4-75	1.2-6

Table 2 Fuel characteristic of hydrogen, merits and demerits in case of engine application



요구된다.

여섯째, 수소의 연소생성물 중에는 CO, HC, CO₂와 같이 탄소성분이 포함된 유해 배출가스 및 SO₂와 Particulate가 없다. 단지 단열화염온도가 석유계 연료보다 다소 높으므로 NO_x의 생성은 증가된다. NO_x의 억제법을 강구하여야 진정한 무공해 엔진이라 할 수 있다. 수소연료 특성에 관련된 수소기관의 장단점을 Table 2에 나타낸다.

2.2 수소기관의 종류

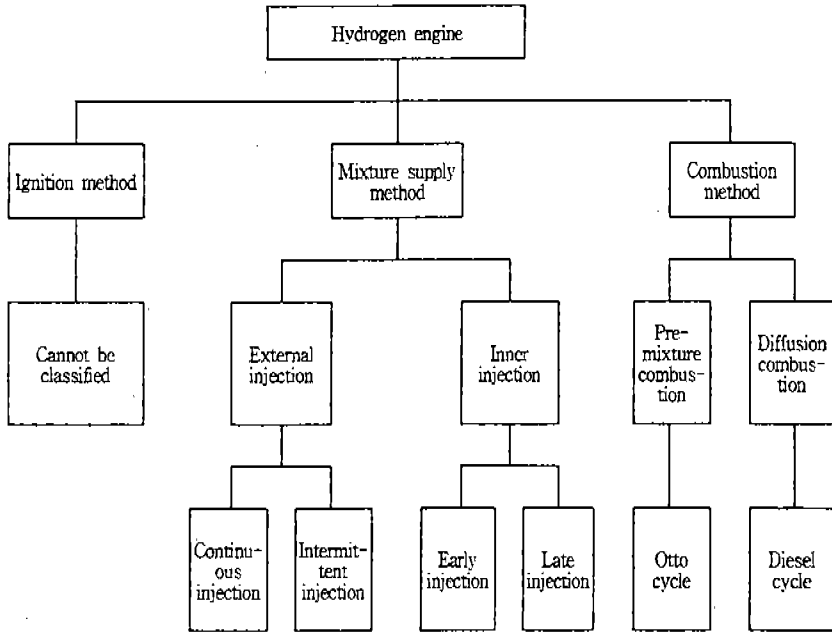
수소연료의 특성이 탄화수소계 연료와 다른점이 많으므로 개발하는 수소기관은 처음부터 수소연료의 특성에 맞추어 새로 제작하는 것이 바람직하다. 그러나 지금까지 연구되고 있는 수소기관은 기존의 가솔린기관 또

는 디젤기관 등을 개조하여 상기와 같은 문제점을 해결할 수 있도록 수소기관화한 것이 일반적이다. 가솔린 또는 경유 연료의 성질에 맞추어 제작된 엔진을 개조하여 수소기관화함에 따라 적합하지 않은 부분도 있지만, 실험적으로 기관을 운전시키는 데에는 일반적으로 큰 무리가 없다.

개발된 수소기관은 Table 3과 같이 분류할 수 있다. 전술한 바와 같이 수소연료는 압축착화가 힘들므로 수소기관을 점화방식에 따라 구분할 수 없고, 연료를 공급하는 방식에 따라 흡기관내 공급방식과 실린더 분사방식의 수소기관, 그리고 연소방식에 따라 예혼합연소인 Otto Cycle 및 확산연소인 Diesel Cycle 수소기관으로 구분할 수 있다.

흡기관 분사방식은 기존의 가솔린기관에

Table 3 Classification of hydrogen engine



부착되어 있는 기화기를 제거하고 연료공급 관만을 수소용으로 개조하면 용이하게 수소 기관화 할 수 있으므로 개발된 자동차용 수소기관의 대부분은 이 방식을 채택하고 있다. 이 방식은 예혼합기 흡입방식이므로 초희박연소가 가능하며 흡기를 스톱링 하지 않고 연료의 분사량으로 출력을 제어하므로 펌프손실이 없는 장점이 있다. 따라서 부분부하에서는 고효율이 얻어진다. 그러나 농후한 혼합기가 사용되는 고부하 영역에서는 쉽게 조기착화가 일어나며 이로 인해 역화가 발생한다.

희박혼합기를 사용하면 역화를 억제할 수 있으나 출력은 현저히 저감된다. 물분사 및 배기밸브 근방을 냉각하는 방법, 그리고 배기가스재순환(EGR)등을 사용하여 연소실내 온도를 낮추는 방법이 시도되고 있으나 흡기관내 분사방식에는 역화의 가능성이 상존한다.

흡기관 내에 존재하는 가연혼합기를 줄여 역화를 억제하고자 연속분사방식의 수소공급관을 흡입밸브 근방에 삽입하거나 흡입과정 중에만 수소가스를 분사하는 간헐분사 방식이 채택되고 있다. 간헐분사방식은 연속분사방식보다 수소가스가 흡기관 내에 잔류하는 양은 줄지만 역화의 방지수단은 되지 못한다. 연속분사방식은 수소공급관과 가스 믹서등을 사용한다. 간헐분사방식은 캠 및 흡입밸브의 움직임을 이용하는 기계구동방식과 solenoid밸브를 사용하는 전자제어방식으로 구분할 수 있다.

실린더내 직접분사방식은 디젤기관과 마찬가지로 흡입과정중에 공기만을 흡입시키고 압축행정중 수소가스를 실린더 내에 직접 분사하는 방식이다. 흡기관내에 수소가스가 없으므로 역화는 일어나지 않는다. 또한 수소가스의 체적만큼 흡입공기량이 증가하므로 흡기관내 공급방식시 야기되는 저출력문제도

동시에 해결된다. 실린더내 직접분사방식은 수소가스를 분사하는 시기에 따라 초기분사방식과 후기분사방식으로 나눌 수 있다.

초기분사방식은 압축행정 전반기에 수소가스를 분사하는 것으로서 비교적 저압의 수소가스를 사용할 수 있다. 압축행정동안 가연 혼합기가 실린더 내에 존재하는 예혼합 연소이므로 조기착화가 일어날 가능성이 있다. 후기분사방식은 압축행정 후반에 고압의 수소가스를 분사하는 방식으로 디젤기관과 마찬가지로 연료를 분사하면서 연소한다. 연료 분사시간을 조절하여 연소속도를 제어할 수 있는 유일한 방식이다. 역화뿐만 아니라 조기착화도 없으며, 압축비를 높여 열효율을 향상시킬 수 있다. 이 방식은 현재 수소기관에 최적의 연료분사 방식으로 고려되고 있다. 그러나 강제착화시킬 수 있는 점화장치 및 고압의 수소가스가 필요하고, 고압에서 기밀성 및 내구성이 확립된 고압수소분사밸브(수소인젝터)의 개발이 선구되어야 한다. 점화장치는 초기 glow점화가 사용되다가 glow plug의 내구성 약화 및 공급에너지의 과대로 인하여 최근 스파크 점화장치가 제시되고 있다. 고압수소분사밸브는 구동방식에 따라 기계구동방식 및 유압구동방식으로 구분된다. Solenoid type의 고압인젝터는 분사압력이 고압이므로 개발이 용이하지 않다.

이와함께 압전소자를 이용한 고압인젝터가 최근 제시되고 있으나 아직 연구 초기단계로 아직 해결할 문제가 다수있는 상황이다.

연소방식에 의해 수소기관을 분류하면 흡기관분사방식 및 실린더내 초기분사방식은 예혼합연소인 Otto Cycle이며 실린더내 후기분사방식은 확산연소이므로 Diesel Cycle 수소기관에 해당된다.

3. 자동차용 수소기관의 개발 상황

수소연료를 최초로 내연기관에 사용한 것은 1805년 스위스의 Isaac de Rivaz이다.

Fig.1에 Rivaz의 수소기관이 탑재된 차량을 나타낸다. 수소기관은 Papin의 화약기관에 연료로서 수소를 사용한 가스진공기관이다. 흡배기 밸브는 수동식이며, 점화는 배터리 전기 점화방식을 채택하고 있다. 피스톤은 연소압력에 의해 자유로이 상승되며 피스

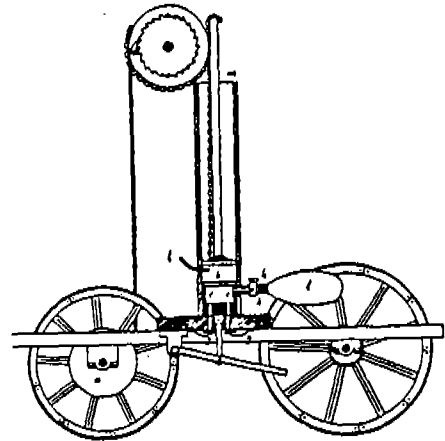


Fig.1 Rivaz engine and carriage of 1805

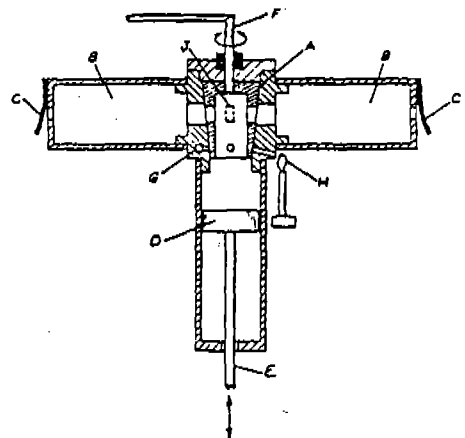


Fig.2 Cecil engine, cross-section view

톤이 하강할 때의 움직임을 와이어로 차량 축에 전달하여 차량을 움직인다. 수동식으로 기관을 작동시키지만 이 차량은 세계 최초로 수소기관을 탑재한 차량으로 보여진다.

세계 최초로 자동운전에 성공한 Cecil의 수소기관을 Fig.2에 나타낸다. 연소실은 수평대향으로 2개 있으며, 중앙에 크랭크 축과 연동하는 로터리 밸브가 있다. 피스톤이 하향함에 따라 수소 및 공기가 실린더로 도입되며, 로터리 밸브의 회전에 의해 2개의 연소실 및 화염점화장치가 연결되어 연소된다. 연소가스가 reed밸브를 통해 방출되어 연소실내는 진공이 되며, 진공압에 의해 피스톤이 상승한다. 최대 60rpm까지 회전 가능하였으나 간신히 무부하 운전이 가능하였을 뿐 동력을 얻지 못하였다고 한다.

이로인해 전술한 바와 같이 수소연료를 내연기관에 사용하고자 하는 시도는 중단되었다. 한때 수소연료가 갖는 단위 질량당의 고발열량을 이용하여 항공기의 항속거리를 증가시키려고 항공용 수소기관 개발을 시도한 적이 있지만 이 역시 실패하였다. 이후 수소기관에 대한 기초연구가 간헐적으로 연구되었을뿐 자동차용 수소기관에 관한 연구는 거의 이루어지지 않았다. 다시 관심이 주어진 것은 에너지 쇼크가 있었던 1970년초부터이며, 미국, 일본, 독일 및 기타 일부의 자동차 선진국에서 다시 연구가 시작되었다. 각국에서 개발된 자동차용 수소 기관의 실례는 다음과 같다¹⁷⁾.

미국에서는 1971년 Perris Smogless 자동차 협회에 의해 수소기관이 제작된 것으로 보고되고 있다. 연료로는 세계 최초로 액체 수소를 사용하였으며 Ford 픽업에 탑재되었다. 1973년에는 Billings Energy Corporation에 의해 Chevrolet Monte Carlo에 탑재하는 5.7 l V8엔진이 수소기관으로 개조되었다. 연료 공급은 흡기관내 분사방식을 채

택하였고, NO_x 저감 및 역화방지를 위하여 최초로 물분사방식을 채택하였다. 또한 LASL(Los Alamos Scientific Lab)에서도 Dodge 5.2 l V8엔진을 수소기관화 하여 차량에 탑재하였다. 이 기관은 가스믹서를 사용하여 흡기관 내에 수소가스를 공급하였으며 조기착화 및 노크 역화방지법으로 EGR 방식을 채택하였다. 1974년에는 UCLA에서 3.8 l 6기통 수소기관을 제작하였다⁸⁾. 수소 연료 공급은 2개의 가스믹서를 사용하였다. 한 개의 가스믹서로는 당량비 $\phi=0.45$ 정도가 되게 분사하며 다른 하나의 가스믹서로 수소량을 제어한다. 물분사도 병행된다. 1979년 LASL과 NMEI(New Mexico Energy Institute) 및 DFVLR(Deutsche Forschungs und Versuchsanstalt für Luft und Raumfahrt)가 공동으로 제작한 3.9 l 6기통 수소기관은 저출력을 보상하기 위하여 터보과급기가 부착되었다. 역화방지용으로 물분사를 사용한다. 상기와 유사한 수소기관의 제작 결과가 일부 보고되고 있다.

유럽에서는 Benz, BMW, DFVLR 및 Stuttgart 대학이 자동차용 수소기관의 개발

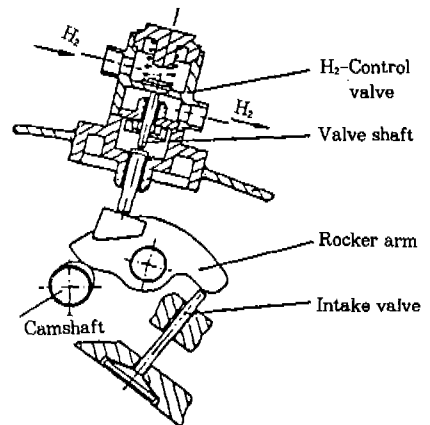


Fig.3 Hydrogen induction system by timing valves operated by the camshaft

에 관심을 두고 있다. DFVLR 및 BMW가 개발한 수소기관의 연료분사장치를 Fig.3에 나타낸다. 기관은 3.4 l 6기통 슈퍼차저기관이다. 수소연료는 각 기통의 흡기관내에 간헐적으로 분사된다. 수소분사밸브는 로커암의 움직임에 의해 개폐된다.

이 외 몇몇의 수소 엔진이 제시되고 있으나, 연료분사방식은 대부분 흡기관내 분사방식이며, 일부 실린더내 직접분사방식이 채택되고 있다. 역화방지에는 물분사방식을 사용하고 있다. 연료 저장 탱크로서 BMW에서는 액체수소탱크, Benz에서는 MH탱크를 사용하였으며 최근 액체수소탱크에도 관심을 두고 있다.

일본에서는 1970년 무사시 공업대학에서 흡기관내 연속분사방식의 자동차용 수소기관을 제작한 것이 최초이다. 개조는 단순히 기화기를 제거하고 원통형의 파이프를 흡기관내에 삽입한 것뿐이다. 연료량의 공급은 수소가스 조절 밸브로 조절하였다. 따라서 차량에 탑재한 경우 운전자는 운전만 하고 조수석에 승차한 사람이 연료량을 조절하여 속

도를 변화시켰다. 연료탱크는 고압분배를 사용하였다. 2호 기관부터는 액체수소를 사용하여 저온(-130℃)의 수소가스를 공급함으로써 출력향상을 도모하였다.

Fig.4에 무사시 3호에 탑재된 수소기관을 나타낸다. 엔진은 2cycle 3기통 수냉식 기관이며 배기량은 550cc, 압축비는 6.8이다. 실린더내 초기 분사방식이며, 수소가스는 배기 포트가 닫힌 후 실린더 내로 분사된다. 수소분사밸브는 캠에 의해 작동된다. 수소분사량은 로커암 지지점의 나사를 랙크와 피니온으로 회전시켜 조절한다. 역화는 없으나 조기착화가 발생한다. 동일한 초기분사방식의 2cycle기관이지만 배기량이 1.1 l 인 수소기관이 1980년 제작되어 무사시 4호에 탑재되었다.

전술한 바와 같이 실린더내 초기분사의 경우는 조기착화가 일어난다. 그러나 수소가스

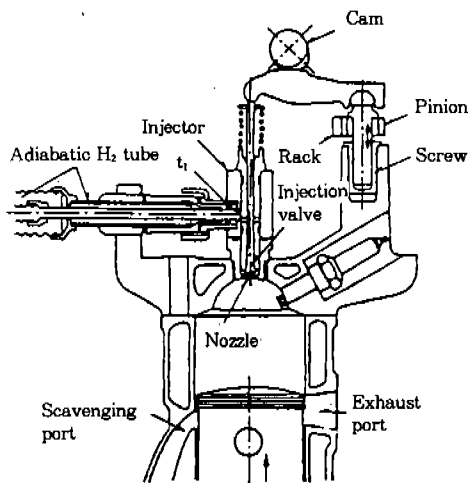


Fig.4 Early period H₂ injection system in the cylinder

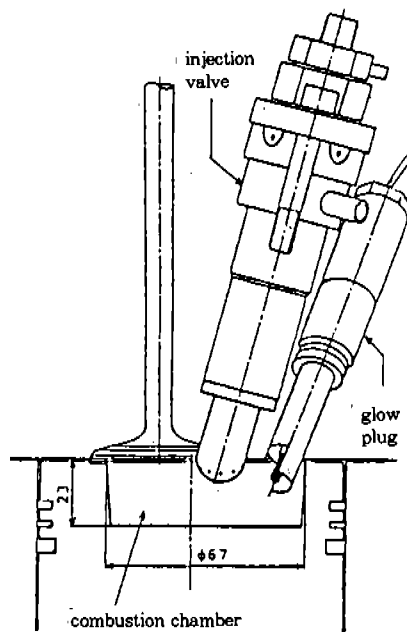


Fig.5 Late period H₂ injection system in the cylinder

를 분사함과 동시에 점화하면 조기착화가 일어나지 않을 것이며, 이 목적에 맞추어 제작된 diesel cycle 수소기관을 Fig.5에 나타낸다. 수소연료는 상사점 근방에서 8MPa로 분사된다. 점화장치는 항시 가열된 열면에 수소를 분사하여 점화는 glow plug를 사용하였다. 수소분사밸브는 유압동방식으로서 분사펌프에 의해 가압된 작동유가 경유 분사니들을 움직이고 이 움직임을 분사밸브에 전달하여 개폐시키는 장치이다. 상사점 근방에서 분사하면 수소와 공기가 혼합되는 기간이 짧아져 혼합이 용이하지 않으므로 분사구 선단에는 0.6mm의 구멍을 8개 갖는 분사공을 사용하였다. 이 개념으로 무사시 5호, 6호, 7호에 탑재되는 수소기관이 제작되었다. 5호의 수소기관은 2cycle 1.1ℓ 이다. 6호의 기관은 4cycle 4기통 2.0ℓ이며 압축비를 12로 하였다. 7호의 기관은 3.8ℓ 디젤기관을 개조하였다.

Glow plug를 사용한 경우 소모전력이 크며 내구성이 나쁜 것이 단점으로 무사시 8호 및 9호 기관에서는 점화방식을 스파크 점화방식으로 변경하였다. 이 경우 분사시기와 점화시기와의 매칭에는 전자제어방식을 채택하고 있다. Fig.6에 최근 제시된 전자제어방식의 수소분사밸브를 나타낸다. 분사밸브에는 밸브스프링이 없으며 분사노즐 대신 유압피스톤에 의해 분사밸브가 개폐된다. 유압피스톤의 하단부 면적이 포켓밸브의 밸브 페이스 면적보다 크므로 이곳에 작용하는 압력차에 의해 분사밸브는 밸브스프링 없이도 닫힌다. 이때 고압의 작동유가 유압피스톤을 밀면 분사밸브는 열리며, 전자제어할 수 있는 relief valve를 통하여 고압의 경유가 누출되면 분사밸브는 닫히게 된다.

1985년 일본기계연구소에서 제작한 실린더내 초기분사방식의 수소기관을 Fig.7에 나타낸다. 기관은 4valve 가솔린 기관을 개조

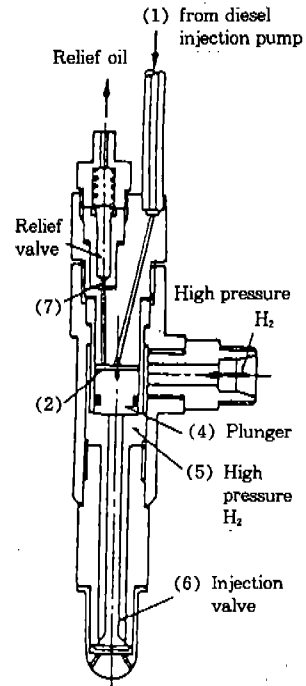


Fig.6 High-pressure H₂ injector without coil spring

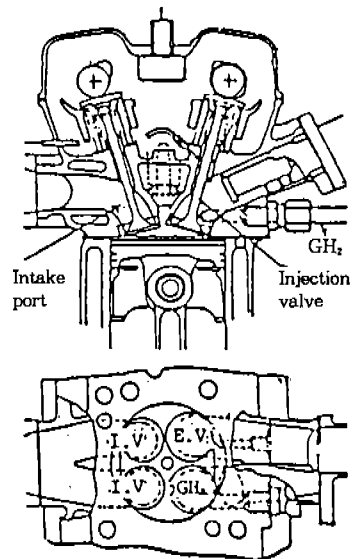


Fig.7 Hydrogen engine of early period and low pressure injection type

하였다. 배기밸브 1개를 수소분사밸브로 사용하여 0.4MPa의 저압수소를 단기간 내에 분사시킬 수 있는 것이 특징이다. 연료저장탱크로는 MH탱크를 사용하였다.

Fig.8에 Mazda에서 개발한 rotary 수소기관의 개략을 나타낸다. 로터리 기관은 작동실이 회전하므로 흡입, 압축, 팽창, 배기의 각 과정이 수행되는 장소가 다르다. 따라서 흡입시의 작동실 온도가 비교적 저온이며 고온의 밸브가 없는 구조이므로 피스톤기관보다 역화의 방지에 유리한 점이 있다. 수소연료는 실린더내 초기분사방식으로 도입된다. 큰 구조 변경없이 출력을 가솔린 기관의 90%정도 얻을 수 있어 로터리 기관이 수소기관으로서 유리함이 입증되고 있다.

국내에서는 성균관대학이 1993년 최초로 자동차용 수소기관을 제작한 바 있다^{16),18)} 수소기관은 800cc 3기통 가솔린기관을 개조하였다. 연료공급방식은 고압하에서 분사되는 실린더내 초기분사방식을, 점화방식은 스파크 점화방식을 채택하였다. 수소분사밸브는 Fig.9와 같이 고압하에서도 작동 가능한 볼밸브식 수소 분사밸브를 개발하여 사용하였

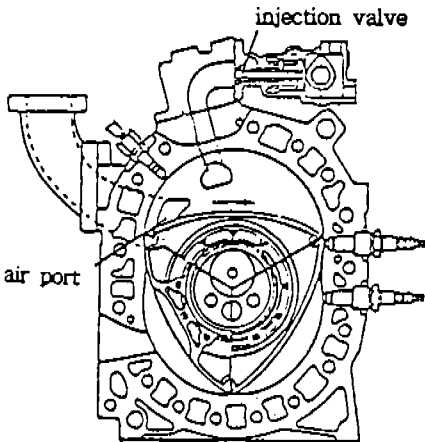


Fig.8 Hydrogen rotary engine of Mazda Co.

다. 이 분사밸브는 포핏밸브 방식의 분사밸브 대신 볼밸브를 사용하여 편심되는 문제를 없애고, 볼 밸브가 운전중 회전함으로써 밸브시트가 연마되는 효과를 이용하여 기밀성 및 내구성을 향상시킨 방식이다. 볼밸브는 볼밸브 표면에 작용하는 수소가스의 압력차에 의해 자동적으로 밸브시트에 밀착된다. 스프링은 단지 볼밸브가 밸브시트에 안착되도록 안내하는 역할만 한다. 볼밸브의 개폐는 분사펌프의 유압에 의해 구동되는 분사니들의 양정을 이용하였다. 이 수소기관은 성균 1호 및 2호에 탑재되었다. 현대자동차에서는 1995년 실린더내 초기분사방식의 자동차용 수소기관을 제작하였다. 연료공급방식은 실린더내 초기분사방식이며, DOHC 기관의 배기밸브 1개를 제거하고 solenoid type의 수소인젝터를 장착하였다.

4. 수소기관의 제반특성

실험에 사용된 수소기관은 433cc 단기통 실린더내 초기분사방식 스파크점화 수소기관이다. Side valve type이며, Recardo L-type의 연소실형상이다. 가솔린기관 경우의 실험은 수소기관에 장착되어 있는 수소분사밸브를 제거한 후 기화기를 통해 연료를 공급하였으며 실험조건은 수소기관과 동일하다.

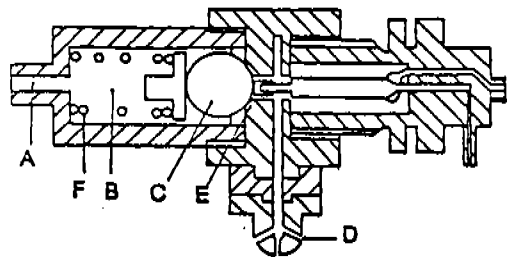


Fig.9 Details on the high-pressure hydrogen injection valve of ball type

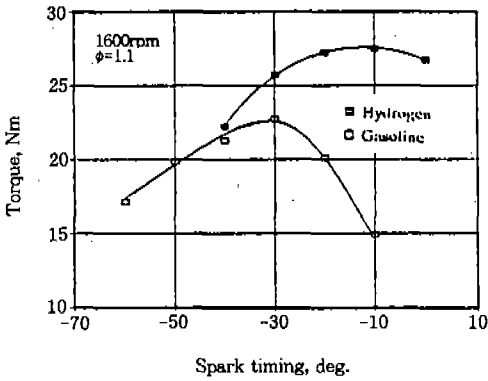


Fig.10 Comparison of torque in hydrogen and gasoline engines as a function of spark timing

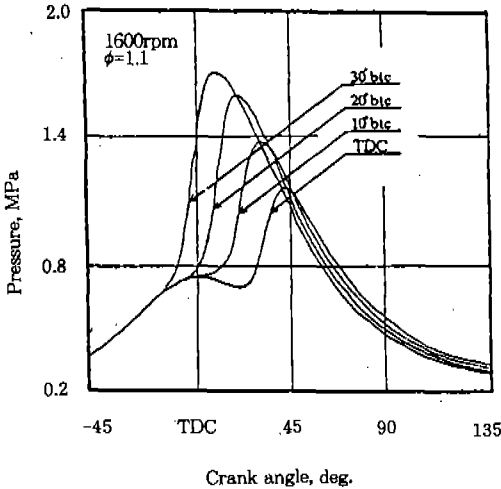


Fig.11 Pressure curves as a function of spark timing in hydrogen engine

4.1 점화시기^{10), 19)}

점화시기변화에 대한 수소기관 및 가솔린 기관의 토크의 변화를 Fig.10에 나타낸다. 점화시기변화에 대한 토크변화는 수소기관 및 가솔린기관 모두 MBT로부터 진각 또는 지각시킴에 따라서 감소하는 경향이다. 그러나 수소기관의 MBT는 약 10° btc 근방으로

서 가솔린기관의 경우의 약 30° btc 보다 상당히 지각된 시기이다.

점화진각에 대한 수소기관의 지압선도를 나타낸 것이 Fig.11이다. 수소기관에서 MBT라고 생각되는 10° btc 근방의 연소압력곡선은 상사점 부근에서 착화되어 상사점 후에 연소기간이 존재한다. 이것은 상사점전 연소시간과 상사점후 연소기간이 동일한 점화시기에서 최대토크가 나타난다는 일반적인 사실과 상이한 결과이다. 상사점 전후 연소기간이 동일한 점화시기보다 점화시기를 지각하면 시간손실이 증가하고 연소압력 및 방열시간이 감소하여 냉각 손실이 감소한다는 것이 일반적인 견해이다. 따라서 수소기관의 MBT가 가솔린기관과 다르게 상사점부근인 것은 여러 복합적인 원인에 기인하리라 생각되지만 시간손실 및 냉각손실의 측면에서 다음과 같이 고찰하였다. 즉, 점화진각을 상사점전후의 연소기간이 동일한 점화시기보다 지각시키는 경우 가솔린기관의 토크가 감소하는 것은 시간손실증가의 영향이 냉각손실감소의 영향보다 큰 것에 의하며, 수소기관의 토크가 상사점부근에서 최대를 나타내는 것은 시간손실증가의 영향보다 냉각손실감소의 영향이 큰 것에 기인한다고 볼 수 있다. 점화진각을 지각시킴에 따라 수소기관의 냉각손실이 가솔린기관보다 크게 감소하는 경향은 실린더헤드에서 단위 점화진각당 냉각손실감소율을 측정 한 결과(수소기관이 가솔린기관보다 약 1.6배 큼)로부터 확인되었다.

4.2 운전범위(공기연료비)^{10), 20)}

Fig.12에 연료-공기 당량비 변화에 대한 수소기관 및 가솔린기관의 토크를 나타낸다. 당량비 변화에 대한 토크의 변화는 수소기관 및 가솔린기관 모두 당량비 $\phi=1.1$ 부근에서 최대이고, 그 전후에서 감소하는 경향이다. 그러나 수소기관의 운전범위는 $\phi=0.57\sim 1$.

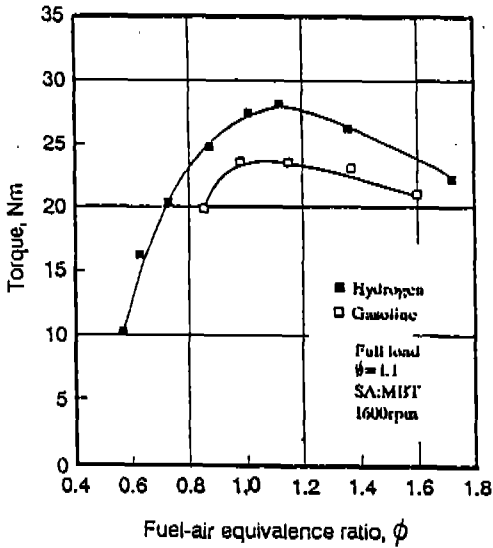


Fig.12 Comparison of torque in hydrogen and gasoline engines as a function of fuel-air equivalence ratio

72까지로 가솔린기관의 경우의 $\phi=0.85\sim 1.6$ 보다 약 1.5배 정도 넓은 범위에서 운전이 가능하고, 특히 희박영역에서의 운전확장이 현저하다.

수소기관의 운전성을 파악하고자 평균유효 압력변동을 COV를 비교하였다.

Fig.13에서 나타난 바와같이 최대토크가 나타나는 당량비 부근에서 수소기관의 COV는 가솔린기관보다 약 2.5배 정도 크다. 수소 연료의 연소속도는 가솔린연료보다 빨라서 수소기관의 사이클 변동이 가솔린기관의 경우보다 적으리라 예상되는데 수소기관의 COV가 가솔린기관보다 큰것은 사이클 변동에 미치는 수소기관의 연소실형상인자가 가솔린 기관과 다른데도 기인하지만, 주로 실린더내로 수소가스를 압축과정 초기에 직접 분사하는데 의한 혼합기간의 감소로 사이클 마다의 혼합기의 불균질성이 가솔린기관보다

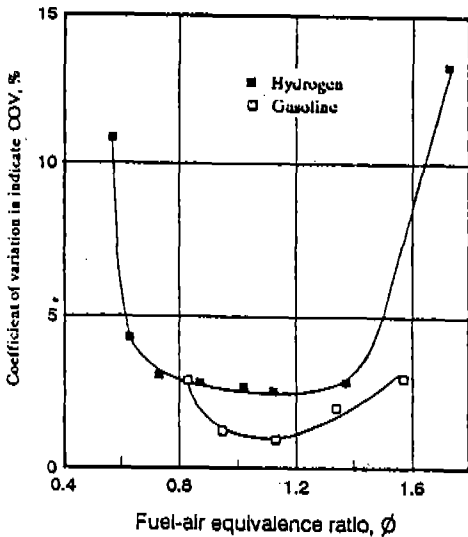


Fig.13 Comparison of coefficient of variation in indicated mean effective pressure (COV) for hydrogen and gasoline engines as a function of fuel-air equivalence ratio; SA : MBT, 1600rpm

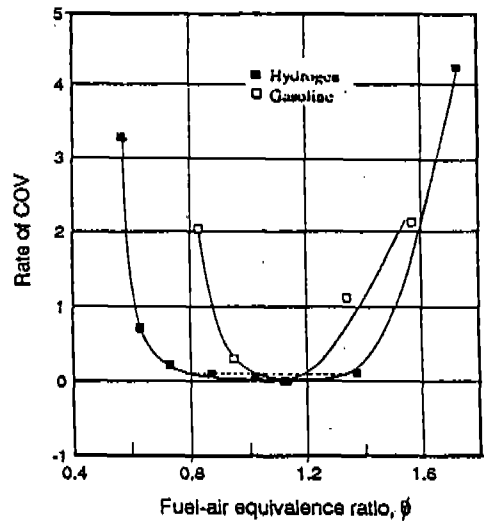


Fig.14 Rate of coefficient of variation in indicated mean effective pressure for fuel-air equivalence ratio of maximum torque

증가하는데 의한 것이라 생각된다. 그러나 최대 토크시의 COV에 대한 각 당량비에서의 COV의 비측, 변화율이 10% 미만인 당량비 범위는 Fig.14에서 알 수 있듯이 수소기관의 경우 $\phi=0.8\sim 1.33$, 가솔린 기관의 경우 $\phi=1.03\sim 1.18$ 의 범위로서 수소기관의 경우가 가솔린기관에 비해서 약 3.5배 정도 넓다. 이것은 사이클 변동에 대한 혼합비변동의 영향이 가솔린기관에 비해 수소기관의 경우가 적다는 것을 의미한다.

4.3 사이클 변동 원인^{(21)~(23)}

통상 사이클 변동의 원인은 초기연소변동 원인설과 주연소변동 원인설로 대별된다. 수소기관의 경우 사이클변동의 원인이 연소기간중 어느기간에 있는가를 해석하기 위하여 질량연소율 0~10%까지의 초기연소기간 변동을 및 10~90%까지의 주연소기간 변동을 당량비 변화에 대하여 나타낸 것이 Fig. 15이다.

가솔린기관은 초기연소기간 변동율이 20%

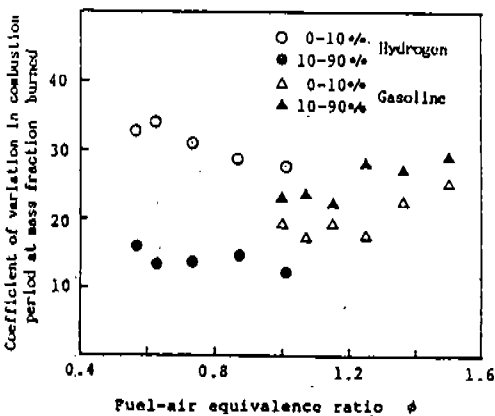


Fig.15 Coefficient of variation in combustion period at mass fraction burned 0~10% and 10~90% for hydrogen and gasoline engines as a function of fuel-air equivalence ratio

정도이고 주연소기간변동율은 25%정도이다. 이것에 비하여 수소기관의 주연소기간변동율은 13%정도로 매우 적지만, 초기연소기간변동율은 30% 정도로 매우 크다.

상기 결과로부터 가솔린기관의 사이클변동은 주연소기간변동이 지배적이고 수소기관은 초기연소기간변동이 지배적이라는 것을 알 수 있다. 이를 확인하기 위하여 Fig.16과 같이 동일 운전조건하의 두 사이클에서 압력상승이 일어나는 시기를 화살방향으로 일치시켜 보았다. 수소기관의 경우는 주연소기간변동율이 작기 때문에 두 사이클이 잘 일치하며 이는 수소기관의 사이클 변동원인이 초기연소기간변동에 의한 것이라는 것을 의미하

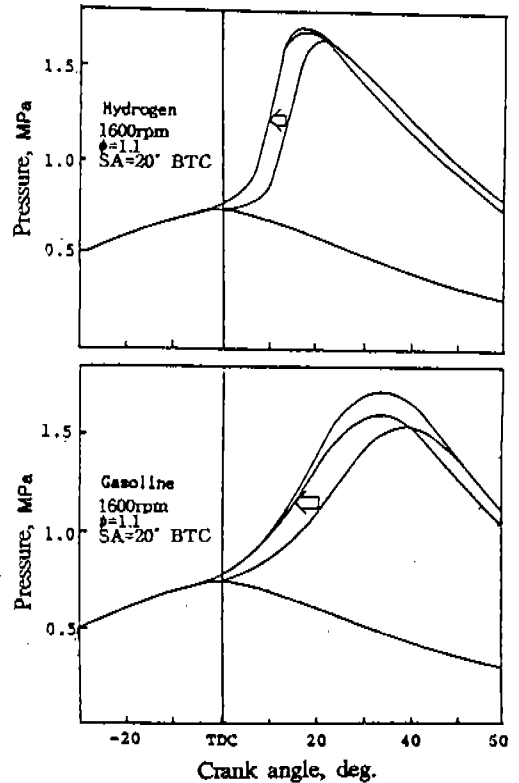


Fig.16 Measured and replaced cylinder pressure for hydrogen and gasoline engines

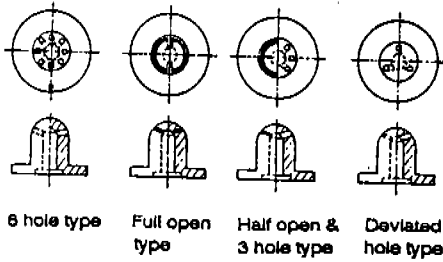


Fig.17 Configuration of injection holes proposed

4.4 분사구 형상^{11), 24), 25)}

수소공기혼합기의 균질도는 기관성능 및 운전성을 좌우하므로 저자들은 Fig.17과 같은 4가지 분사구형상을 제시하여 출력 및 사이클변동면에서 전개형이 유리함을 밝혔다²⁶⁾. 이 분사구형상을 채택함으로써 운전범위를 보다 확장시킬 수 있었으나 Fig.13에서 논한 바와 같이 수소기관의 사이클 변동치가 가솔린기관의 경우보다 큰 결과를 얻었다. 수소연료의 빠른 연소속도 및 적은 점화에너지를 고려하면 상반된 경향이므로 분사구형상에 대한 혼합과정을 검토하였다.

상기 분사구 형상에 대한 수소공기 혼합기의 혼합과정을 가시화한 결과를 Fig.18에 나타낸다. 먼저 용기내에 수소가스를 균일하게 분사하여 혼합을 촉진시키고자 분사구의 전 원주에 걸쳐 1mm의 틈을 만든 전개형에서는 분출된 가스가 벽면에 충돌하면서 주위의 공기가 분출류에 동반되어 환상분류의 경우와 같이 2개의 와류가 발생되고 있다. 분출되는 분출류의 간섭에 의해 혼합을 촉진하고자 지름 2mm의 분사공을 45° 간격으로 8개 뚫은 8공형에서는 각 분사공으로부터 분출된 수소가스가 서로 간섭하여 벽면에 충돌하면서 혼합이 이루어지는 교차분류의 특성을 나타낸다. 분출되는 분류선단의 속도는 전개형의 경우보다 빠르고, 전개형과 같은 와류는 발생하지 않는다. 수소가 용기내에 확산되는 시기는 8공형과 큰 차이는 없다. 수소가스를 스파크 플러그 주변에 집중 분사하기 위해 1mm의 틈을 반원주에 걸쳐 만들고 그 반대쪽에 지름 2mm의 분사공을 3개 뚫은 복합형에서는 전개형과 8공형의 특성을 복합적으로 나타내지만 3개의 분사공에서 분출되는 분출류의 선단속도가 전개된 부분보다 빠르다. 수소가스에 선회유동을 주어 혼합을 촉진하고자 지름 2mm의 분사공을 30°

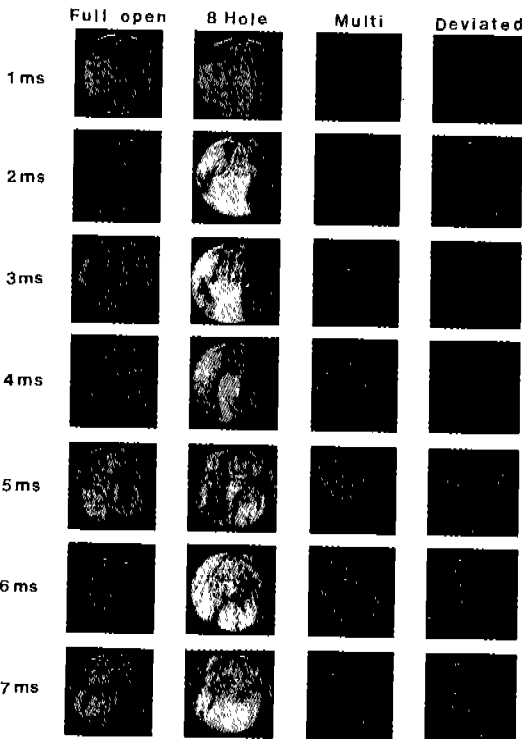


Fig.18 Schlieren photographs on mixing process of hydrogen and air in four kinds of configuration of injection hole

는 것이다. 그러나 가솔린기관은 두 사이클이 일치하지 않고 차이가 생긴다. 이것은 주연소기간의 변동이 원인임을 나타내는 것이다.

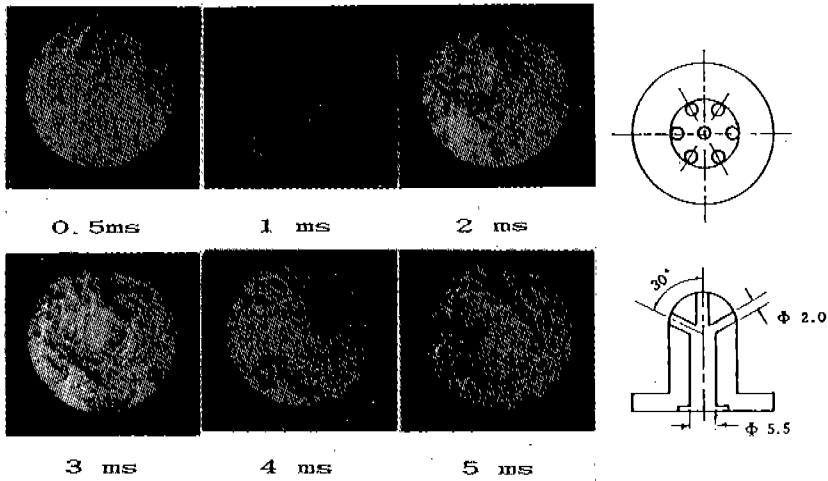


Fig.19 Schlieren photographs on mixing process of hydrogen and air in the configuration of injection hole with nine holes

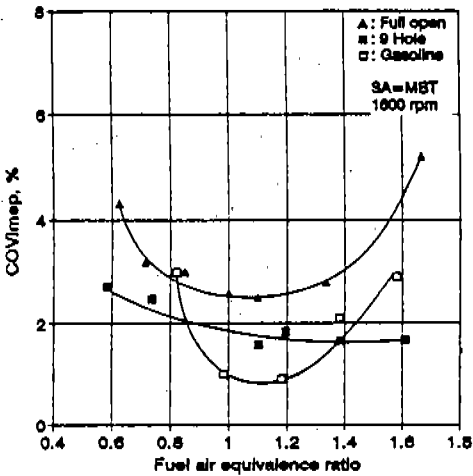


Fig.20 Comparison of coefficient of cycle variation for hydrogen and gasoline engines as a function of fuel equivalence ratio

편심시켜 3개 뚫은 편심형은 분출류가 선회하면서 벽면에 충돌되어 확산되므로 공간적인 확산시기는 4종류의 분사구 형상중 가장 느리다.

상기 결과와 같이 수소가 용기의 전체에 확산되는 시기는 전개형이 가장 빠르다. 그러나 전개형은 중앙부분에 분사공이 없으므로, 와류 및 충돌류같은 유동에 의해 혼합이 되기 전까지는 중앙부분의 혼합기가 불균질한 상태로 있게 된다. 이 상태에서 점화하면 연소의 불안정을 초래하여, 사이클변동을 증가시키는 원인이 될 수 있다. 이 문제를 해결하기 위해서는 수소가스를 용기의 전 방향에 대해 균일하게 분출시켜 근본적으로 혼합속진을 도모하는 것이 바람직하다. 분출류의 분출속도, 분출각, 분출기간 및 분출량을 파악하여 새로운 분사구형상을 제시하였으며, Fig.19에 제시된 분사구형상 및 혼합과정의 가시화결과를 나타낸다.

분사구 형상은 중심축에서 30° 및 60° 방향에 있는 두 원주상에 90° 간격으로 1개씩 뚫은 8개의 분출공과 중심부에 1개의 분출공을 갖는 9공형이다. 가시화 결과에서 알수 있듯이 수소가스는 9개의 분출공으로부터 용기내에 균일하게 분출되며, 분출되는 초기부터 분출류간의 간섭으로 혼합이 잘 이루어지

는 것을 나타낸다. 수소가스가 용기내에 전체적으로 확산되는 시기는 분사후 약 3~4ms로서 Fig.18에서 설명한 전개형의 분사구 형상보다 빠른 것을 나타낸다.

Fig.20은 상기 분사구 형상을 장착한 경우의 사이클변동을 가솔린기관과 비교한 것이다. 전개형을 사용한 경우 수소기관의 COV는 가솔린기관의 경우보다 전반적으로 크다. 9공형인 경우 당량비변화에 따라 가솔린기관의 경우보다 큰 경우가 있지만 현저히 감소하는 것을 나타낸다. 9공형의 사이클 변동은 전개형에 비해 약 30% 정도 감소되었다. 그러나 가솔린기관의 경우보다 일부 큰 것을 보면 i) 보다 더 혼합에 유리한 분사구형상

이 필요하거나 ii) 본 기관의 연소실형상동이 수소기관에 적합하지 않던가 iii) 또는 수소기관의 사이클변동 해석에 가솔린기관과 다른 해석방법의 적용이 필요하지 않은가 생각된다.

4.5 노크 현상²⁷⁾

Fig.21은 slight 및 heavy 노크발생시 수소기관의 압력경과곡선과 압력상승율을 가솔린기관의 경우와 비교한 일례를 나타낸 것이다.

노크발생시 수소기관의 실린더내 가스압력은 노크 발생지점으로부터 급격히 상승한후에 계속적인 압력진동현상을 보이고 있다. 이 경향은 가솔린기관의 노크 발생시와 정성적으로 거의 유사한 양상이다. 그러나 노크 특성을 정량적으로 파악하면 수소기관의 최대압력상승율은 가솔린기관에 비하여 약 4~7배이고, 최대압력상승 진폭은 3~4배 정도 크게 나타난다.

또한 수소기관의 노크진동 주파수는 11.8

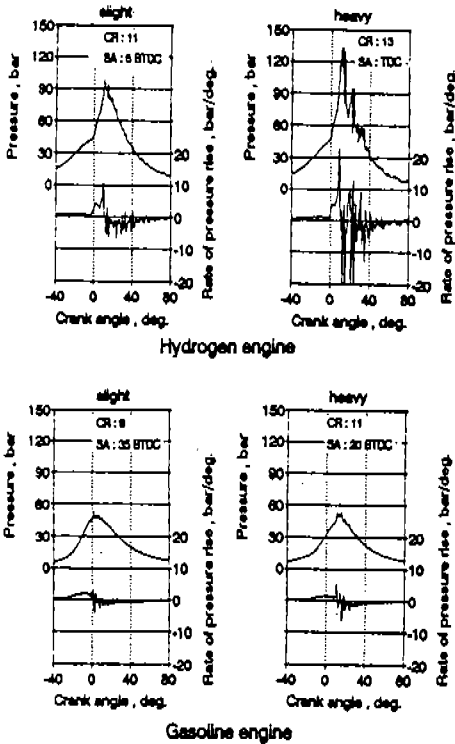


Fig.21 Indicated diagram and rate of pressure rise in hydrogen and gasoline engines; 2200rpm, $\phi=1.0$

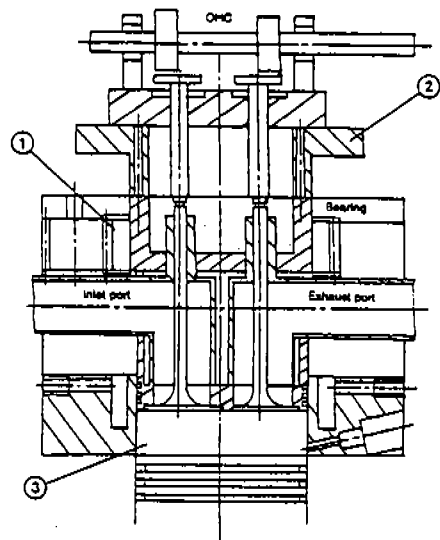


Fig.22 Schematic diagram of cylinder head in variable compression ratio engine

~12.5kHz로서 가솔린기관의 경우의 6.7~8.1kHz보다 약 5kHz 정도 크게 나타난다. 그리고 압력진동이 발생하는 기간 즉, 노크진동기간도 수소기관의 경우 52~54°로서 가솔린기관의 경우 23~26°에 비하여 2배 정도 길어 수소기관의 slight한 노크시의 경우와 가솔린기관의 경우 heavy한 노크의 경우가 거의 비슷한 압력진동현상을 보인다. 연소기간에 대한 노크진동기간의 비로 파악하면 더욱 명확히 확인된다. 수소기관의 경우 연소기간 대 노크진동기간 비는 7정도이고, 가솔린 기관의 경우 3정도 이다.

4.6 압축비^{(12), (28), (29)}

압축비는 발화운전중 압축비를 변화시킬 수 있는 가변압축비 수소기관을 제작하여 파악하였다³⁰⁾. 가변 압축비 수소기관은 실린더 헤드 이동방식에 의한 압축비 변화방식, S/V비 및 화염전파 거리가 짧고 압축비 변화에 따라 연소실형상이 변화하지 않는 OHC

(Over Head Cam) 방식, 역화와 같은 이상 연소를 방지하기 위하여 직접분사방식을 채택한 것이 특징이다. Fig.22에 가변압축비 수소기관의 실린더헤드를 나타낸다. 압축비 변화는 볼트와 너트의 개념을 도입하였다. 너트에 해당하는 기어 ①을 회전시켜 볼트에 해당하는 실린더헤드 이동부 ②를 회전없이 상하로 이동시키면 연소실에 해당하는 공간부 ③이 변화하게 되고 이로 인하여 압축비가 변화되는 원리를 이용하였다. 가변압축비 수소기관의 압축비 변화범위는 5~17이다.

Fig.23은 수소기관과 가솔린기관의 노크한계 압축비를 점화시기에 대해 나타낸 것이다.

수소기관과 가솔린기관 모두 점화시기가 진각함에 따라 노크한계 압축비가 낮아지고, 지각됨에 따라 높아진다. 그러나 수소기관의 경우가 가솔린기관의 경우 보다 노크한계 압축비가 높으며, 이것은 수소연료의 빠른 연소속도와 높은 자기착화온도에 의한 영향이

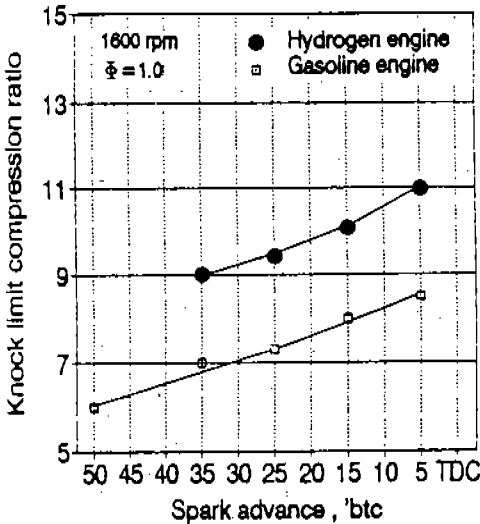


Fig.23 Knock limit compression ratio as a function of fuel-air equivalence ratio in hydrogen and gasoline engines

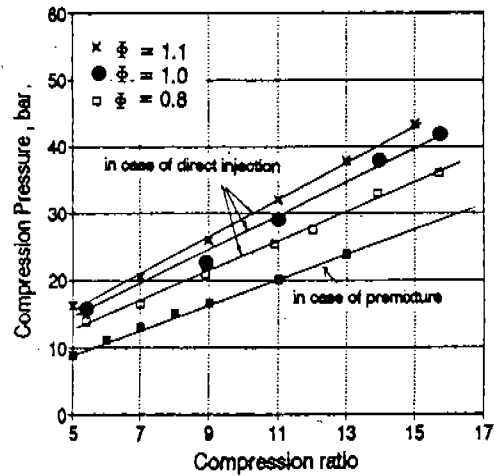


Fig.24 Compression pressure as a function of compression ratio in direct injection and premixture hydrogen fueled engine

단열화염 온도가 높은 영향보다 크게 미치는 것에 기인하는 것으로 생각된다. 또한 수소기관의 노크한계 점화진각은 가솔린기관의 경우에 비해 상당히 지각된 영역이며, 이것은 수소연료의 좋은 점화성으로 점화지연기간이 짧아지는데 기인하는 것이다. 수소기관의 노크한계 압축비는 11정도로서 가솔린기관의 경우 8.5 정도인데 비해 수소기관이 약 2~3정도 높다. 직접분사식 수소기관은 흡입과정중에 공기만을 흡입하고, 압축행정초기에 연료를 분사한다. 따라서 가솔린 기관과 같이 예혼합기를 흡입하여 압축시킨 경우보다 동일한 압축비라도 연료를 분사하는데 따라 연소초기압력이 더욱 높아진다. 수소가스 분사에 따른 압축압력 상승효과를 각 압축비에 대해서 수소 공기 예혼합기를 흡입한 경우와 비교하여 나타낸 결과는 Fig.24와 같다. 그림에서 보는 바와 같이 동일한 압축비라도 직접분사식 수소기관이 압축압력은 당량비 증가에 따른 연료량의 증가로 압축압력

상승효과가 더욱 크게 나타난다. 이것으로부터 수소 공기 예혼합기를 흡입한 경우의 압축비를 예측할 수 있으며, 전술한 바와 같이 실린더내 직접분사식 수소기관의 노크한계 압축비 11은 예혼합방식 수소기관의 경우 약 15~16정도에 상당한다.

4.7 냉각손실 및 분포^{13), 31), 32)}

Fig.25는 냉각손실과 단위출력당의 냉각손실을 단위시간당의 공급열량 변화에 대해 가솔린 기관의 경우와 비교하여 나타낸 것이다.

공급열량이 증가함에 따라 수소기관 및 가솔린기관 모두 냉각손실이 증가하는 경향이 지만, 수소기관의 냉각손실은 수소연료의 단열화염온도 및 열전달계수가 큰데 기인하여 가솔린기관보다 약 30%정도 큰 것을 나타낸다. 단위출력당의 냉각손실량은 단위시간당의 공급열량이 증가함에 따라 두 기관 모두 감소후 증가하는 경향이며, 두 기관의 최대

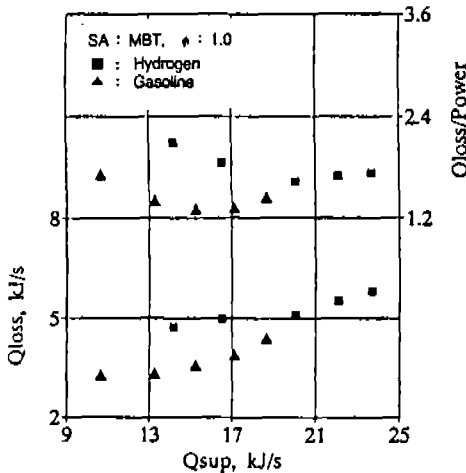


Fig.25 Cooling loss and cooling loss per unit power as a function of supplied heat energy in hydrogen and gasoline engines

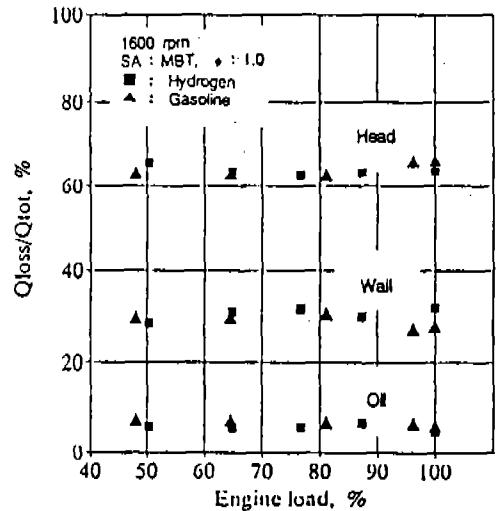


Fig.26 Cooling loss per total cooling loss as a function of engine load in hydrogen and gasoline engines

토크가 발생하는 지점에서 최소치를 나타낸다. 동일한 공급열량시의 냉각손실을 단위출력당으로 고찰하면 수소기관의 단위출력당의 냉각손실이 가솔린기관의 경우에 비해 약 46% 정도 크게 나타남을 알 수 있다.

Fig.26은 수소기관의 냉각손실분포가 가솔린기관의 경우와 어떤 차이가 있는지 파악하기 위하여 기관 각부에서의 냉각손실의 비를 가솔린기관의 경우와 비교한 것이다.

기관부하가 증가함에 따라 수소기관의 경우 실린더헤드에서의 냉각손실의 비는 감소, 실린더 벽면에서는 증가하는데 반하여 가솔린기관의 경우는 이와 반대인 경향이다. 이것은 수소연료의 빠른 연소속도에 의해 연소기간 감소율이 가솔린기관의 경우보다 커서 고온의 기연가스가 연소실벽면에 접하는 기간이 상대적으로 작은데 따른 열전달량의 감소에 기인한 것으로 생각된다. 총냉각손실에 대한 기관 각부의 냉각손실분포는 각 변수에 대하여 모두 실린더 헤드에서는 약 63~67%, 실린더벽면에서는 약 27~32%, 윤활유

에서는 약 5~7% 정도인 것으로 확인되었다.

4.8 연소실벽표면 온도 및 열유속^{14), 33)}

Fig.27은 수소기관의 연소실 벽표면의 순간온도 및 냉점의 온도를 가솔린 기관의 경우와 동일한 열량을 공급한 경우에 대해 비교한 일례이다. 이 경우 측정 위치는 연소실에서 가장 고온부로 예측되는 배기밸브 근방이다.

수소기관과 가솔린기관 모두 연소실 벽표면의 순간온도는 급격히 상승하다 감소하며, 냉점의 온도는 대체로 일정한 경향이다. 그러나 수소기관의 연소실 벽표면의 순간온도 및 냉점의 온도는 수소 연료의 단열화염온도 및 열전달계수가 가솔린 연료에 비해 큰데 기인하여 가솔린 기관의 경우에 비해 전체적으로 높은 것을 나타낸다. 수소기관의 연소실 벽표면의 최고온도는 가솔린기관의 경우보다 약 50K정도 높으며, 온도진폭은 가솔린기관의 경우가 약 20K정도인데 반하여 수

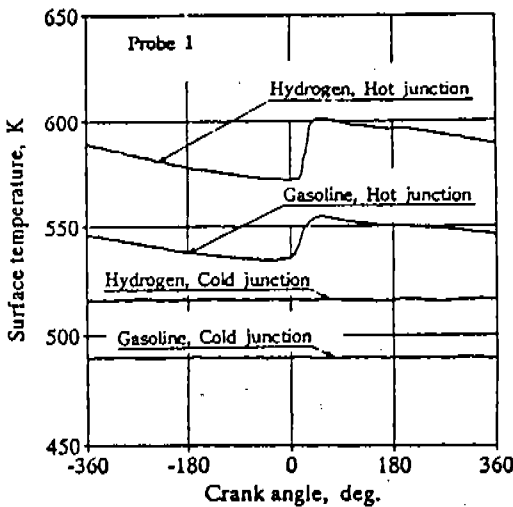


Fig.27 Surface temperature in hydrogen and gasoline engines

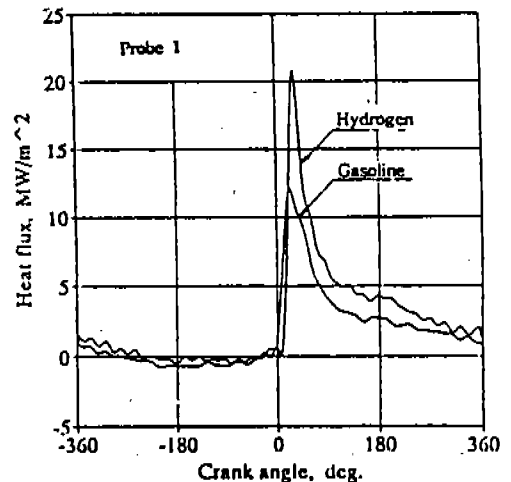


Fig.28 Heat flux in hydrogen and gasoline engines

소기관의 경우는 약 32K정도로 약 60%정도 크다.

Fig.28에 상기지점에서 측정된 수소기관의 비정상 열유속을 가솔린기관의 경우와 비교하여 나타낸다.

연소실 벽면으로의 비정상 열유속은 수소기관과 가솔린기관 모두 상사점근방에서 급격히 상승하여 최대치를 이루고 급격히 감소하는 경향이다. 전술한 바와 같이 수소기관의 연소실 벽표면의 평균온도와 온도진폭이 가솔린기관의 경우보다 큰데 기인하여 수소기관의 열유속은 가솔린 기관보다 현저히 크다. 비정상 열유속의 최대치는 수소기관의 경우가 $21\text{MW}/\text{m}^2$ 으로, 가솔린기관의 $12\text{MW}/\text{m}^2$ 보다 약 1.8배 정도 높게 나타났다. 이와 같은 결과는 수소기관의 연소실 설계시 가솔린 기관보다 큰 열적강도를 고려해야 한다는 것을 의미하는 것이다.

5. 역화현상 및 역화한계당량비 확장

흡기관분사방식의 수소기관은 구조가 간단하고 고효율이 가능하며, 저압의 수소가스를

사용할 수 있으므로 연료공급 시스템 면에서도 바람직한 방식이다. 그렇지만 주지의 사실과 마찬가지로 역화 발생으로 고부하 영역에서 운전이 불가능하므로 이 방식의 수소기관을 실용화시키기 힘들다. 따라서 역화를 방지하고자 역화원인 규명 및 역화억제에 관한 연구가 다방면으로 시도되었다.

정상연소로부터 역화가 발생하는 과정을 파악하기 위해 역화발생시 및 전후의 사이클에 대한 실린더내 압력과 흡기관내 압력의 경과를 나타낸 일례가 Fig.29이다¹⁵⁾. 사이클이 진행됨에 따라, 압력상승이 나타나는 크랭크각은 정상연소시의 점화시기보다 점차 진각된후, 3번 cycle에서는 압축행정 초기부터 연소가 시작되며, 결국에는 역화에 이르는 것을 나타낸다. 경우에 따라서는 조기착화의 진전을 보여주는 과정 없이 역화에 이르는 현상이 나타나기도 한다. 이러한 현상이 간헐적으로 나타나지만 역화는 일반적으로 알려진 바와 같이 정상적인 스파크가 튀기전 연소실내에 형성된 모종의 착화원에 의해 수소공기혼합기가 조기착화된 후 빠른 연

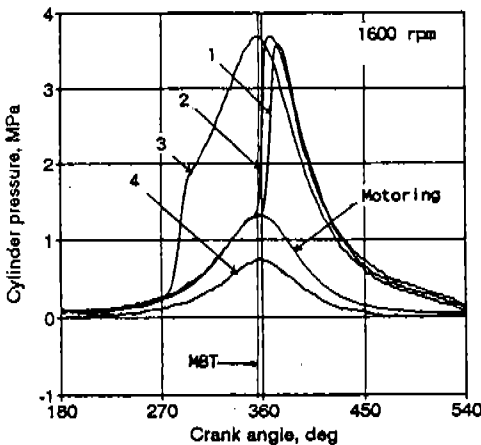


Fig.29 Cylinder pressure with angle before and after back fire occurrence

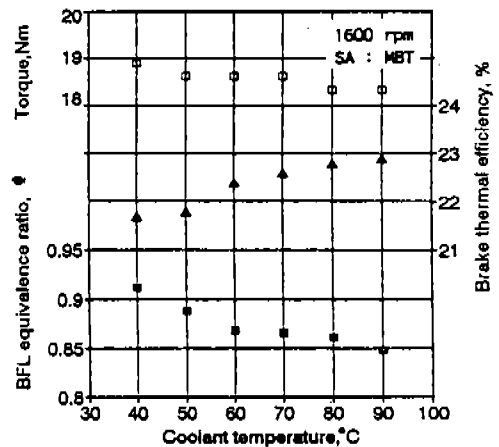


Fig.30 Torque, brake thermal efficiency and BFL equivalence ratio as a function of coolant temperature

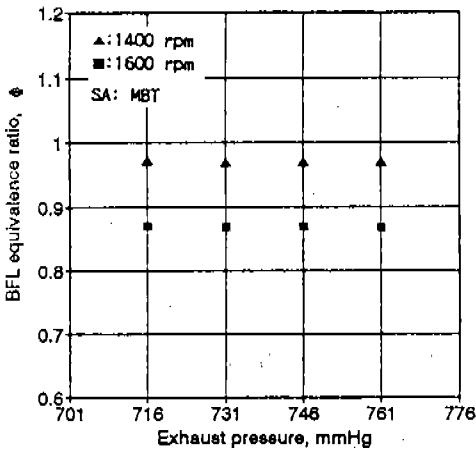


Fig.31 BFL equivalence ratio as a function of exhaust pressure

소속도에 의해 흡기관내로 화염이 역류하는데 기인한다는 것을 확인하는 것이다.

모종의 착화원이 연소실의 열점에 의한 것이라 생각하여 Linch³⁴⁾는 연소실의 S/V비를 크게 하여, Swain³⁵⁾은 실린더 헤드 및 실린더 jacket을 개조하여, King은 나트륨 냉각 방식의 배기밸브와 냉각성이 뛰어난 점화플러그 등을 사용하여 열점이 생기는 것을 억제함으로써 역화방지를 도모하였다. 어느정도 역화가 발생하는 당량비(이후 역화한계당량비라 함)는 증가되었다.

Finegold³⁶⁾, Nagalingam³⁷⁾등은 흡기관내에 물을 분사시켜 그 증발열에 의해 혼합기의 온도를 저하시킴으로써 역화발생 당량비를 증가시켰다. EGR에 의한 회색도 시도되었다. 또한 Wallace³⁸⁾는 연소실내에 퇴적된 deposit가 착화원이 될 가능성에 대해 검토를 하였다.

저자들 역시 전 운전범위에서 고성능 및 고효율을 달성할 수 있는 이중분사식 수소기관을 개발하기 위한 기초연구로 역화한계당량비의 확장에 관한 연구를 수행하였다^{15), 39)}.

40). 그 결과 Fig.30에 나타난 바와 같이 같이

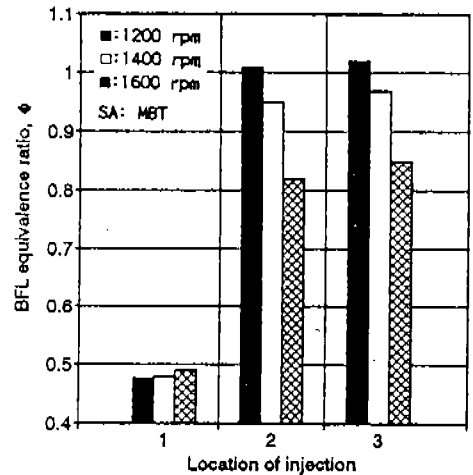


Fig.32 BFL equivalence ratio at each injection location

냉각수 온도를 90°C에서 약 50°C 정도를 낮춤에 따라 역화한계당량비는 0.85에서 0.92 정도로 약 8% 정도 확장되는 것을 밝혔다. 열효율이 약 6% 정도 감소하지만 직접분사식 수소기관의 경우에 비하여 전반적으로 크고 토크도 약간 증가하므로 냉각수온도는 가능한 낮추는 것이 유리하다는 것을 알았다. 또한 점화시기를 지각시킴에 따라서도 역화한계당량비는 증가하지만 열효율이 현저히 감소하여 점화시기 지연방식은 바람직하지 못하는 것을 알았다.

상기와 유사한 방법으로 다수의 연구자들이 연소실내의 온도를 낮추어 역화방지를 도모하고자 하였으나 근본적인 해결책은 되지 못하였다.

전술한 바와 같이 흡기관분사방식 수소기관의 역화는 간헐적으로 조기착화와 같은 과도현상이 나타나지 않고 곧바로 발생하는 현상이 일어난다. 그리고 시동시와 같이 기관이 정상온도에 달하기 전에도 역화현상이 종종 나타난다. 이것은 역화가 꼭 열점만의 원인이 아니라는 것을 의미한다.

고온의 잔류가스가 흡입되는 수소공기혼합

기를 착화시키는 원인이 아닌가하여 Fig.31과 같이 배기압력의 변화에 대한 역화한계당량비를 파악하였다. 배기압력은 잔류가스량을 변화시키므로 배기압력변화는 잔류가스량의 변화로 볼 수 있다. 배기압력을 감소시킴에 따라 역화한계당량비는 미소하게 감소되는 경향이지만 거의 일정하다고 볼 수 있다. 실린더내에 잔류하는 고온의 연소가스가 직접 착화원이 되거나, 또는 유입된 신기와 혼합되어 열점으로부터의 냉각을 억제함으로써 역화에 밀접한 관계가 있으리라 예측하였으나 잔류가스량은 역화에 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있었다.

수소가스는 가연한계가 넓어 초희박연소가 가능하다. 국부적으로 희박한 혼합기는 늦은 연소를 하며, 이것이 유입되는 혼합기를 착화시켜 역화에 이를 가능성을 생각할 수 있다. 분사위치는 수소공기혼합기의 균질도에 관여하므로 흡기관내에 설치된 분사위치 변화에 대한 역화한계당량비를 파악하였으며 그 결과를 Fig.32에 나타낸다.

역화한계당량비는 분사위치가 3번에서 1번으로 즉, 흡기밸브에 근접할수록 현저히 감소하며, 이 경향은 기관회전수가 변화하여도 모두 동일하다. 역화는 흡기관내의 가연 혼합기가 조기착화된 화염에 의해 연소되는 것이므로, 흡기밸브 근방에서의 분사는 흡기관내에 잔류하는 가연혼합기량을 감소시켜 역화발생이 억제될 것이라 생각되는데, 흡기관내 연속분사시에는 이와 상반된 결과를 나타낸다. 이것은 혼합기의 균질도 및 흡기관으로부터의 열전달차이에 의한 신기의 온도차이에 의한 것으로 생각된다. 간헐분사시를 검토한 결과 연속분사시보다 역화발생이 오히려 빈번하다는 것을 파악한 바 있다.

최근 Furuhashi 등은 piston top land의 crevice volume 내의 수소공기혼합기가 역화의 원인이 될 수 있다는 것을 제시하였다⁴¹⁾.

즉, 수소가스는 소염거리가 작고 초희박연소가 가능하므로 crevice volume내의 수소공기 혼합기가 늦은연소를 하여 역화에 이르게 한다는 것이다. piston top land 근방의 OH radical을 측정하고 고속카메라로 조기 착화 발생현상을 가시화함으로써 타당성을 확인하고 있다.

상기의 관점은 저자들의 연구경험과 부합하므로 현재 i) 가솔린 및 디젤연료특성에 맞추어 제작된 piston top land의 틈새를 수소연료의 소염거리보다 훨씬 크게 또는 작게 하는 경우 ii) piston top land의 crevice volume내의 혼합기가 고온의 기연가스에 노출되는 기간을 길게하여 늦게 연소되는 것을 억제하고자 점화위치를 piston top land부 근처에 다수 두어 동시점화시키는데 따른 역화한계당량비를 파악하고 있으며, 초기단계이지만 일부 영향이 있는 것이 보여졌다.

6. 끝맺음

일부 수소기관 자체에 대한 개발은 거의 완료단계이고 연료저장 시스템이 문제라고 거론하기도 한다. 그러나 논한바와 같이 여러종류의 수소기관이 제시되었지만 아직 개발 초기단계 수준이다. 현재 이상연소 및 출력면에서 실린더내 후기분사방식 즉, Diesel cycle 수소기관이 최적의 수단이라고 일컫기도 한다. 그렇지만 이 기관을 실용화시킬 수 있는 신뢰성있고 안전한 수소분사밸브, 제어 시스템, 고압수소의 공급법 및 저장시스템의 개발이 뒷받침되지 못하고 있으므로 직접분사식 수소기관의 실용화는 아직 요원한 상태이다.

직접분사식 수소기관을 지금까지 연구한 결과 신뢰성 및 구조의 간단성 그리고 효율면에서 오히려 흡기관분사식 수소기관이 전망성이 있는 시스템으로 보인다. 관건은 주

지의 사실과 마찬가지로 역화억제이며, 역화원인규명 및 수소연료의 연소속도 저하법 등의 상세한 연구가 필요하다. 역화억제법은 지금까지 제시되고 있는 통상의 개념을 벗어난 것일지 모른다. 또한 수소기관의 제반 특성도 석유계 연료를 사용하는 기관과 상이한 점이 많으므로 새로 제시되는 수소기관의 구조 또는 사이클조차 우리가 생각하지 못하고 있는 새로운 형태가 될 수도 있다.

현재의 수소기관이 갖고 있는 단점을 보완하여 안전성, 신뢰성 및 경제성이 입증되면 가까운 시일내 수소기관 및 수소자동차의 시대는 반드시 도래할 것이다. 이를 위해서는 어느 한 방식의 수소기관 연구에만 국한할 것이 아니라, 다방면에서 연구가 진행될 수 있도록 관심을 기울여야 할 것이다. 마지막으로 소개한 내용은 수소기관연구의 초기단계의 좁은 안목에서 해석한 결과로 미흡한 점이 곳곳에서 있겠지만 수소기관의 인식을 높이고자 하는 관점으로 보아 주실 것을 기대한다.

참 고 문 헌

1. C. Lyle Cumins, "Internal Fire", SAE 1989.
2. 桶口健治, "自動車用內燃機關開發前史", 內燃機關, pp. 57, No. 2, 1991.
3. 富塚 清, "內燃機關の歴史", 三榮書房
4. Joseph G. Finegold et al., "The UCLA Hydrogen Car : Design, Construction and Performance", SAE 730507, pp. 1626~1637.
5. Jak Levi and David B. Kittelson, "Further Studies with a Hydrogen Engine", SAE 780233, pp. 1~8.
6. Shouichi Furuhashi, "Trend of Social Requirements and Technological Development of Hydrogen-fueled Automobiles", JSAE Review, Vol. 13, No. 1, pp. 4~13, 1992.
7. 濱純, "水素自動車の現状", 自動車技術, Vol. 45, No. 8, pp. 51~57, 1991.
8. 古浜歴一, "水素自動車の未來", メカライフ, JSME, pp. 12~17, 1986. 6.
9. 이종태, 이성열, 김용환, 이계천, "수소 엔진개발에 관한 기초연구", 한국자동차 공학회, 춘계학술대회 논문집, 1986. 6, pp. 59~63.
10. Ji Moon Kim, Young Tae Kim, Jong Tai Lee, Song Yol Lee, "Performance Characteristics of Hydrogen Fueled Engine with the Direct Injection and Spark Ignition System", SAE paper 952498, 1995. 10, pp. 167~175.
11. Heun Hong, Jong Tai Lee, Song Yol Lee, "An Experimental Study on the Suitable Configuration of Injection Hole in Direct Injection Hydrogen Fueled Engine", KSME-JSME, 2nd Thermal Engineering conference Vol. 2, 1992. 10, pp. 395~400.
12. 권병준, 이종윤, 이종태, 이성열, "직접 분사식 스파크점화 수소기관의 연소 및 성능에 미치는 압축비의 영향", 한국자동차공학회 논문집 Vol. 1, No. 2, 1993. 9, pp. 17~26.
13. Seong Woo Nam, Jae Beom Park, Kyeong Ho Choi and Jong Tai Lee, "Cooling Losses and Heat Flux of Hydrogen Fueled Spark Ignition engine with Inner Injection", KHES and HESS, The 3rd Korea-Japan Joint Symposium '95 on Hydrogen Energy, 1995. 9, pp. 83~91.
14. 남성우, 이종태, "수소기관개발을 위한

- 기초연구(직접분사식 수소기관의 열손실)”, 한국수소에너지학회, 수소에너지학회지, Vol. 5, No. 2, 1994. 12, pp. 111~119.
15. 백성호, 박재범, 김지문, 최경호, 이종태, “이중분사식 수소기관의 개발에 관한 기초연구(흡기관 분사기관의 역화한계 당량비 및 확장)”, 한국자동차공학회, 추계 학술대회 논문집(I), 1994. 11, pp. 183~188.
 16. 백성호, 이내현, 김지문, 이종태, 이성열, “수소자동차 “성균 1호”의 개발”, 한국자동차공학회, 춘계 학술대회 논문집, 1993. 6, pp. 493~501.
 17. Walter Peschka, “Liquid Hydrogen; Fuel of the Future”, Springer-Verlag Wie New York, 1992.
 18. 백성호, 이종태, “수소자동차 “성균 2호”의 제작 및 특성”, 한국수소에너지학회, 정기학술대회 초록집, 1993. 11, pp. 20~22.
 19. 김용태, 김지문, 이종태, 이성열, “직접분사식 스파크점화 수소기관의 연소 및 성능 특성에 관한 연구”, 한국수소에너지학회, 수소에너지학회지, Vol. 4, No. 1, 1992. 6, pp. 1~16.
 20. Ji Moon Kim, Jong Tai Lee, Song Yol, Lee, “Performance Characteristics of Hydrogen Fueled Direct Injection Spark Ignition Engine”, Korea-Japan Solar Energy Society, Joint Conference, 1992. 11.
 21. 김용태, 김지문, 이종태, 이성열, “수소엔진의 사이클변동에 관한 지압선도해석”, 한국자동차공학회, 춘계 학술대회 초록집, 1989. 6, pp. 97~101.
 22. 김지문, 김용태, 이종태, 이성열, “직접분사 수소엔진의 기관성능특성과 사이클변동특성에 관한 연구”, 한국자동차공학회, 춘계 학술대회 초록집, 1990. 6, pp. 15~21.
 23. 김지문, 김용태, 이종태, 이성열, “수소기관의 사이클 변동 원인”, 한국자동차공학회, 춘계 학술대회 논문집, 1991. 6, pp. 71~75.
 24. 홍흔, 이종태, 이성열, “수소분사밸브의 최적분사구 형상의 결정을 위한 기초연구”, 대한기계학회, 춘계 학술대회 논문집(II), 1992. 4, pp. 296~299.
 25. 홍흔, 이종태, 이성열, “수소분사밸브의 최적분사구 형상에 관한 실험적 연구”, 한국자동차공학회, 춘계 학술대회 논문집(II), 1992. 6, pp. 52~28.
 26. 김지문, 김용태, 이종태, 이성열, “수소엔진의 분사구 형상에 따른 연소특성”, 대한기계학회, 추계 학술대회 논문집(II), pp. 173~176.
 27. 권병준, 김문현, 이종태, 이성열, “직접분사식 스파크점화 수소기관의 노크한계 압축비”, 한국자동차공학회, 추계 학술대회 논문집, 1992. 11, pp. 108~113.
 28. Sung Bin Han, Ji Moon Kim, Byung Jun Kwon and Jong Tai Lee, “A Study on Compression Ratio of Hydrogen Fueled Engine”, KHES and HESS, The 3rd Korea-Japan Joint Symposium '95 on Hydrogen Energy, 1995. 9, pp. 103~108.
 29. 권병준, 이종윤, 이종태, 이성열, “직접분사식 수소기관의 기관성능특성에 미치는 압축비의 영향”, 한국수소에너지학회, 정기학술대회 초록집, 1992. 9, pp. 17~21.
 30. 김상만, 이종윤, 이종태, 이성열, “가변 압축비 수소기관에 개발에 관한 연구”, 한국수소에너지학회, 수소에너지학회지,

- Vol. 4, No. 1, 1993. 6, pp. 1~10.
31. 남성우, 조성제, 이종태, “직접분사식 스파크점화 수소기관의 냉각손실에 관한 연구”, 한국자동차공학회, 추계학술대회 논문집, 1993. 11, pp. 183~188.
 32. 남성우, 조성제, 이종태, “직접분사식 수소기관의 냉각손실분포”, 한국수소에너지학회, 정기학술대회 초록집, 1993. 11, pp. 23~25.
 33. 송영식, 남성우, 김문헌, 이종태, “직접분사식 스파크점화 수소기관의 연소실벽 표면 순간온도 및 열유속”, 한국자동차공학회, 춘계학술대회 논문집, 1994. 6, pp. 9~15.
 34. F. E. Lynch, “Backfire Control Techniques for Hydrogen Fueled Internal Combustion Engines”, Hydrogen Energy, part B. pp. 696~696, Miami, 1974.
 35. M. R. Swain, J. M. Pappas, and R. R. Adt Jr., “Experimental Hydrogen-Fueled Automotive Engine Design Data-Base Project”, Final Report to U. S. Dept. of Energy, DOE/CS/31212-1, May, 1983.
 36. J. B. Finegold and Wm. D. Van Vorst, “Engine Performance with Gasoline and Hydrogen”, Hydrogen Energy, part B, pp. 685~696, Miami, 1974.
 37. B. Nagalingam, Karl Schmillen, Martin Dubel, “Performance of the Supercharged Spark Ignition Hydrogen Engine”, SAE 831688, 1988.
 38. James S. Wallace, Liviu Segal and James F. Keffer, “Lean Mixture Operation of Hydrogen Fueled Spark Ignition Engines”, SAE 852119, 1985.
 39. 김지문, 백성호, 박재범, 이종태, “흡기관분사식 수소기관의 특성 및 역화한계당량비”, 한국수소에너지학회, 정기학술대회 초록집, 1994. 9, pp. 23~26.
 40. 백성호, 최경호, 이종태, “수소기관의 역화한계당량비 확장에 관한 연구”, 한국수소에너지학회, 정기학술대회 초록집, 1994. 9, pp. 27~30.
 41. Katsuyoshi Koyanagi, Masaru Hiruma and Shouichi Furuham, “Study on Mechanism of Backfire in Hydrogen Engines”, SAE 942035, pp. 99~106, 1994.