

수소엔진 및 수소자동차의 개발현황

이 종 태
성균관대

1. 서 론

수소연료를 내연기관에 적용하고자 한 시도는 19세기 초까지 거슬러 올라가 1800년 스위스의 Issac de Rivaz가 Volta의 gas pistol에 힌트를 얻어 Papin의 화약기관에 연료로서 수소가스를 사용한 기관이라 할 수 있다⁽¹⁾. 그리고 1820년 William Cecil에 의해 세계 최초로 자동 운전에 성공한 기관도 수소연료를 사용하였으므로 내연기관의 시조는 수소연료엔진(이후 수소엔진이라 한다)이라고 할 수 있다. 그러나 수소연료가 갖는 특이한 연소특성에 의해 운전에만 성공하였을 뿐 동력을 얻는데는 이르지 못하였고, 이후 수소연료가 갖는 단위 질량당의 고발열량을 이용하여 항공기의 항속거리를 증가시키려고 한 시도가 있었지만 실패함으로써 내연기관의 연료로서 수소연료는 거의 발자취를 감추게 되었다.

수소엔진에 대한 관심이 다시 주어진 것은 1970년대의 에너지 쇼크부터이며, 또한 앞으로 도래할 지 모르는 지구환경 쇼크의 대응책으로서 그 관심이 날로 고조되고 있다. 미국의로스엔젤레스에서는 배기가스중의 CO₂ 및 NO를 저감시키는 방법의 일환으로 1990년대 말부터 ZEV(Zero Emission Vehile)도입을 의무화하고 있는데 수소자동

차가 ZEV로서 주목되고 있는 것은 전기자동차보다 에너지 밀도, 출력 밀도 등에서 우세하기 때문이다. 단, 수소연료는 공기중의 N₂와 결합하여 NO가 발생하지만 NO의 억제법은 가솔린자동차 개발에서 확립된 바 있으므로 수소자동차는 거의 무공해자동차에 가깝다. 이와같이 수소엔진의 개발역사가 길고 관심이 집중되고 있는데도 불구하고 기술확립이 지연된 것은 수소연료가 탄화수소계 연료보다 쉽게 점화되고 연소속도가 빠르는데 기인하여 역화와 같은 이상연소가 발생하기 쉬운데도 LPG 또는 CNG기관과 마찬가지로 단지 연료전환기관으로 생각하기 때문이었다.

최근 수소가스를 실린더내에 직접 분사하는 방식을 채택함으로써 역화를 방지하고 고출력을 얻을 수 있는 단계에 이르게 되어 일부 시험운전에 성공하고 있다. 그러나 수소자동차를 실용화하기 위해서는 아직 수소분사밸브의 기밀성 및 내구성, 연료공급시스템 및 연료저장시스템 등 해결되어야 할 문제가 많다.

따라서 본고에서는 각국에서의 수소기관에 대한 연구 상황⁽³⁻⁶⁾과 저자들이 연구중인 직접 분사식 스파크점화 수소기관에서 얻은 연구 결과⁽⁷⁻¹²⁾를 바탕으로 수소기관을 개발하는데 있어서의 문제점 및 그 관련사항을 알아보고자 한다.

2. 수소엔진의 특성

Ecological, Energetic, Economical의 3E를 대표하는 수소연료는 탄화수소계연료에 비해 연소특성에 많은 차이점을 갖고있다. 수소연료를 내연기관에 사용하는 경우의 주요 특징을 가솔린기관 및 디젤기관에 대하여 비교하면 다음과 같다.

수소의 가장 큰 장점은 연료성분에 탄소성분이 없고 배기조성이 단순하므로 가솔린기관 및 디젤기관에서 문제가 되는 CO, HC 및 Smoke의 배출이 없는 것이다. 특히 온실효과의 주요 원인의 하나로 알려지고 있는 CO₂는 전혀 생성되지 않는다. 단 수소의 단열화염온도는 2348°C로서 다른 연료에 비하여 높으므로 NO의 생성은 다소 증가하지만, NO만이 생성되므로 억제대책은 현재의 기술로 비교적 간단히 해결할 수 있다.

수소는 가연한계가 연료공기당량비로 $\phi=0.1\sim 7.2$ 로 넓으며 점화에너지가 작고 연소속도가 빨라서 희박혼합기가 사용되는 저부하영역에서 열효율이 증대한다. 그러나 실린더내의 Hot spot에 의해 쉽게 착화되므로 농후한 혼합기를 사용하는 고부하영역에서는 조기착화가 생기기 쉽다. 수소의 빠른 연소속도는 연소의 안정성을 증진시키지만, 큰 연소음을 발생시키며 역화의 원인이 된다. 수소연료의 가장 큰 문제는 조기착화 및 역화와 같은 이상연소의 억제이다. 수소의 점화에너지는 약 0.2mJ로서 미소한 점화에너지라도 쉽게 점화한다. 그러나 착화온도는 580°C로서 디젤유의 340°C보다 상대적으로 높으므로 압축착화에는 어려움이 있다.

수소의 비점은 -253°C로서 항상 상온에서 기체상태이므로 기화기는 필요하지 않다. 그렇지만 수소의 이론연료공기비가 체적비로 0.420 : 1로서 실린더내에 흡입되는 수소의 체적이 혼합기 전체적의 약 30%에 달하므로 수소의 저발열량(28700 kcal/kg)이 가솔린(10500kcal/kg)의 2.7배일지라도 동일 실린더내에 수소공기 예혼합기를 흡입시킨 경우의 발열량은 가솔린에 비하여 15%정도 감소

된다. 더욱이 이상연소를 억제하기 위하여 혼합기의 당량비를 $\phi=0.67$ 이하로 유지하면 수소엔진의 출력은 가솔린기관의 경우의 60~70% 정도이다. 디젤기관과 마찬가지로 압축행정중에 수소를 분사하는 경우는 수소연료의 체적만큼 흡입공기량이 증대되어 출력은 가솔린의 경우보다 약 20%가 증대한다.

수소는 밀도가 최소이므로 가솔린기관과 같은 주행거리를 유지하기 위해서는 대형의 연료탱크가 필요하다. 수소연료엔진을 자동차에 사용하기 위해서는 수소저장법의 해결이 선구되어야 하며 이것이 수소자동차의 실용화를 지연시키는 또 하나의 주요 원인이다.

이러한 수소연료의 특성을 해결하며 수소엔진을 개발하고 있으며 각국에서 개발된 proto type의 수소자동차의 개발 현황을 Table 1에 나타낸다¹³⁾.

3. 수소연료 공급방식

가. 흡기관내 분사방식

가솔린기관의 기화기를 제거하고 연료공급계통만을 수소용으로 개조하여 흡기관내에 수소가스를 분사하는 방식이다. 이 방식은 현용의 기관을 간단히 수소기관화 할 수 있으므로 Table 1에 나타낸 바와 같이 수소연료의 저장방식에 구분없이 수소자동차의 연구에 많이 사용하고 있다. 또한 흡입공기를 교축하지 않고 연료분사량으로만 출력을 제어할 수 있어 펌프손실이 저감되므로 부분부하 운전시 열효율이 높은 장점이 있다. 그러나 흡기관내에 가연성의 수소공기 예혼합기가 잔류하므로 역화와 같은 이상연소의 발생이 가장 큰 문제이다. 역화는 정상적인 스파크가 주어지기 전에 고온으로 가열된 부분이 예혼합기를 착화시키는 조기착화에 의하여 밸브의 over lap기간중 화염이 흡기관내로 역류하는 것에 기인하는 것으로 밝혀지고 있다¹⁴⁾. 따라서 역화를 방지하기 위해 희박혼합기를 사용하여 연소실온도를 낮춤으로써 역화를 방지하고 있는데, 이 경우 수소엔진의 출력이 가

Table 1 The status of hydrogen car development

년 도	개 발 기 관	연료 공급 방식	연 료 저 장 system	차 량
1970	Musashi Univ. No.1	■	고압탱크	트럭
1971	Musashi Univ. No.2	■	LH ₂ Tank	승용차
1973	Billings Co. Los alamos 연구소	■ ■	〃	승용차 트럭
1974	UCLA	■	〃	Jeep
1975	Musashi Univ. No.3 Benz Billings Co.	● ● ●	〃 MH Tank 〃	승용차 Bus 승용차
1976	Billings Co.	●	〃	Bus
1977	Benz	●	〃	Bus
1978	DFVLR Stuttgart Univ.	●	LH ₂ Tank	승용차
1979	Los alamos 연구소 UCLA	● ●	〃 〃	〃 〃
1980	Musashi Univ. No.4	●	〃	〃
1981	DEVLR Stuttgart Univ. Tokai Univ.	■ ■	〃 MH Tank	〃 Truck
1982	Musashi Univ. No.5 Benz Kyodo Sanso HES	▲ ■ ■ ■	LH ₂ Tank MH Tank 〃 〃	승용차 Van 승용차 Bus, Truck
1984	DFVLR BMW Musashi Univ. No.6 Benz Melbourne Univ.	■ ▲ ■ ■	LH ₂ Tank 〃 MH Tank 〃	승용차 〃 Mini Bus 승용차
1985	Kigiken	■	〃	Mini Van
1986	DFVLR BMW Musashi Univ. No.7	■ ▲	LH ₂ Tank 〃	승용차 Truck
1988	Toyota Shin Nitechu USSR Academi	■ ■	MH Tank 〃	Pok lift 승용차
1990	Musashi Univ. No.8	▲	LH ₂ Tank	승용차

흡기관 공급 방식: ■
실린더내 저압분사 방식: ●
실린더내 고압분사 방식: ▲

솔린기관의 경우에 비해 현저히 감소한다. 고출력화하기 위해 과급방식하게 되면 다시 역화가 발생하므로 흡기관내 분사방식의 실용화에는 아직 많은 문제점들이 상존한다.

흡기관내 분사방식의 대표적인 예를 Fig. 1에 나타낸다. Fig. 1의 (a)는 흡입밸브근방에 설치된 수소가스공급관에 의하여, Fig. 1의 (b)는 LPG기관과 같은 가스믹서를 사용하여 수소가스를 전사이클에 걸쳐 연속적으로 분사하는 방식이다. 수

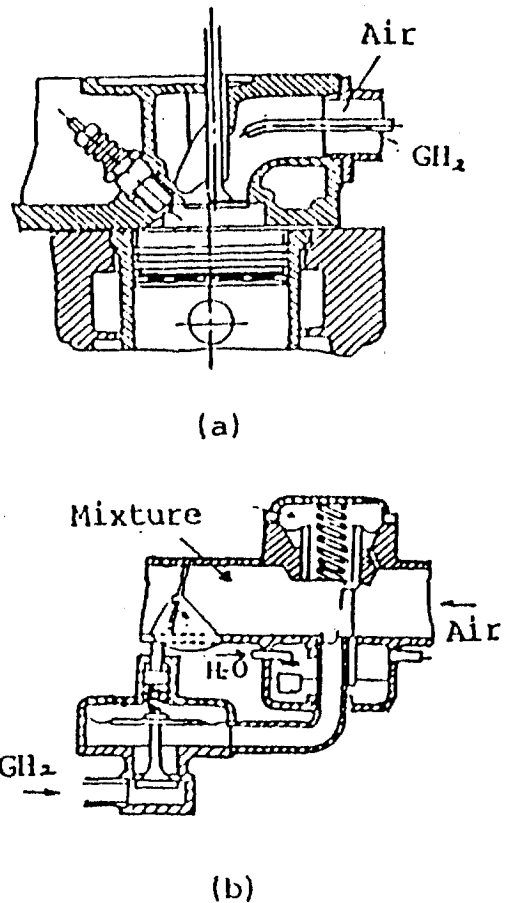


Fig. 1 Continuous injection type into intake manifold

소가스의 공급량은 수소가스 유량조절밸브에 의해 조절된다. 이 방식은 수소엔진화하는 가장 간단한 방법이지만, 흡입행정후 흡기관내에 수소공기 예혼합기가 잔류하므로 고부하운전시 역화의 발생이 생긴다는 단점이 있다.

이와같은 단점을 보완하고자 흡입과정에만 수소가스를 공급하는 간헐분사법이 고려되고 있다. 이 방식은 수소공급관 대신 수소분사밸브를 설치하여 흡입밸브가 열리는 기간만 수소가스를 분사함으로써 흡기관내에 잔류하는 수소가스를 가능한 억제하고자 하는 방식이다. 이 방식의 대표적인 예를 Fig. 2에 나타낸다. Fig. 2의 (a)는 수소분사밸브의 개폐를 캠의 작동에 의해 개폐시키는 기계구동방식이며, Fig. 2의 (b)는 전자밸브에 의해 수소분사밸브가 개폐되는 전자구동방식이다. 이 방식들은 전술한 연속분사방식보다 수소가스가 흡기관내에 잔류하는 양은 적지만 역화의 문제는 상존한다.

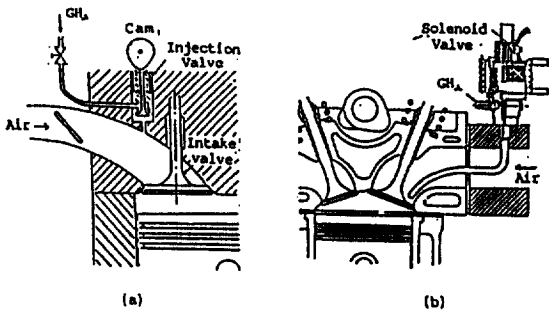


Fig. 2 Intermittent injection type intake manifold by use of injection valve

또한 Fig. 3과 같이 흡입밸브시트에 수소가스를 공급할 수 있는 관로를 설치하여 흡입밸브가 열리는 기간동안 실린더내에 수소가스를 공급하는 방법도 시도되었다. 이 경우에도 수소가스의 일부가 흡기관쪽으로 역류하게 된다.

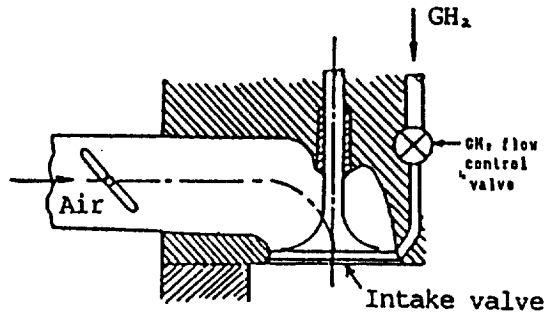


Fig. 3 Intermittent injection type intake pipe

나. 실린더내 직접 분사방식

이 방식은 디젤기관과 마찬가지로 흡입과정중에 공기만을 흡입시키고 압축행정중에 실린더내로 수소가스를 직접 분사하는 방식이다. 전술한 바와 같이 역화는 조기착화된 화염이 역류하여 흡기관내의 예혼합기를 연소시키는 것에 기인하므로 흡기관내에 혼합기가 존재하지 않는 실린더내에 직접 분사방식이 역화를 억제할 수 있는 근본적인 해결책이다. 또한 수소연료의 체적만큼 흡입공기량이 증대하므로 흡기관내 분사방식에서 야기되는 저출력의 문제도 동시에 해결할 수 있다.

실린더내 직접 분사방식은 압축최고압력보다 낮은 압력의 수소가스를 압축행정 전반에 분사하는 저압 수소분사방식과 압축최고압력보다 높은 압력의 수소가스를 압축행정 후반에 분사하는 고압 수소분사법으로 구분할 수 있다.

저압 수소분사방식: 저압 수소분사방식은 비교적 저압의 수소가스를 사용할 수 있고 압축행정 전반에 수소가스를 분사하므로 연료가 분사된 후 점화될때까지의 연료공기 혼합기간이 길어지는 장점이 있다. 그러나 압축행정 기간동안에 가연 혼합기가 실린더내에 존재하므로 흡기관내 분사방식과 마찬가지로 조기착화가 일어나기 쉽다. 단 역화는 발생하지 않는다.

일본공업기술원 기계연구소가 연구중인 저압

수소분사 수소기관을 Fig. 4에 나타낸다. 기관은 4 valve 가솔린기관을 개조한 것으로 배기밸브 1개를 수소분사밸브로 한 것이 특징이다. 분사면적이 큰 밸브를 사용함으로써 0.4MPa의 저압수소를 단기간내에 분사할 수 있다.

고압 수소분사방식 : 고압 수소분사방식은 압축행정 후반에 수소가스를 분사하므로 조기착화나 역화가 발생하지 않으며, 압축비를 높여 열효율 및 출력을 증가시킬 수 있는 장점이 있다. 따라서 최적인 연료분사방식이지만 수소가사를 고압으로 압축하여야 하며, 고압에서 기밀성 및 내구성이 확립된 고압 수소분사밸브의 개발이 필요하다.

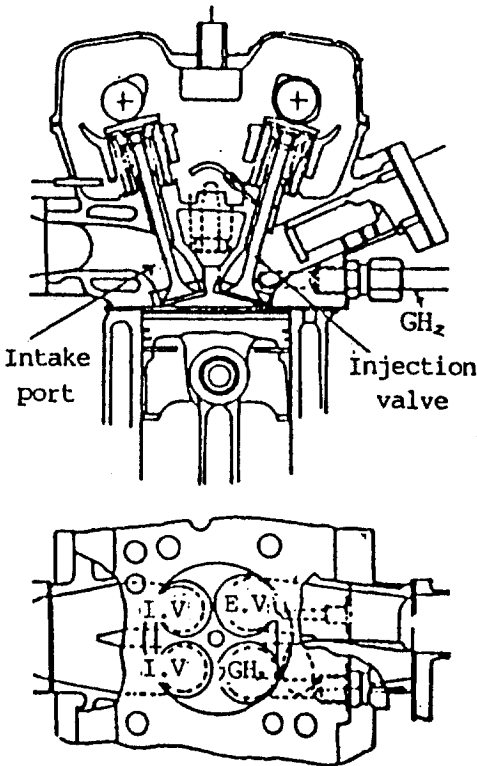


Fig. 4 Low pressure H₂ gas direct injection type

Fig. 5는 가장 간단한 고압 수소분사방식의 수소기관이다. 수소가스는 연소실내에 삽입된 작은 구멍이 여러개 뚫린 파이프를 통하여 분사된다. 분사밸브는 캠에 의해 구동되는 푸쉬로드에 의해 개폐되며, 분사량은 분사압력에 의해 조절된다. 이 방식은 연료가 연소실 전체에 균등하게 분포되어 비교적 안정된 연소가 얻어지지만, 파이프내에 잔류하는 수소가스에 의해 후연소가 일어날 가능성이 있다.

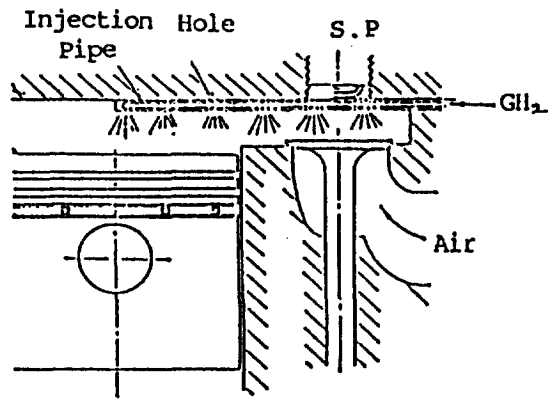


Fig. 5 High pressure H₂ gas direct injection type by use of injection pipe

Fig. 6에 분사밸브를 사용한 고압 분사방식의 수소기관을 나타낸다. Fig. 6의 (a)는 캠에 의해 분사밸브가 작동되는 기계구동분사방식이다. 이 경우 분사밸브의 열림시기는 기관회전수에 상관 없이 동일 크랭크각도이므로 분사량을 제어하기 위해서는 분사압력을 조절해야 한다. 따라서 공급되는 연료량을 요구되는 부하에 대응하여 신속히 제어할 수 없는 단점이 있다. Fig. 6의 (b)는 유압구동방식이다. 유압구동방식은 디젤 분사니들의 양정을 이용하여 분사밸브가 개폐되도록 되어 있으므로 디젤기관과 마찬가지로 분사기관을 변화시켜 공급되는 연료량을 변화시킬 수 있다. 이 방식은 본교의 수소엔진에서도 채택하고 있다.

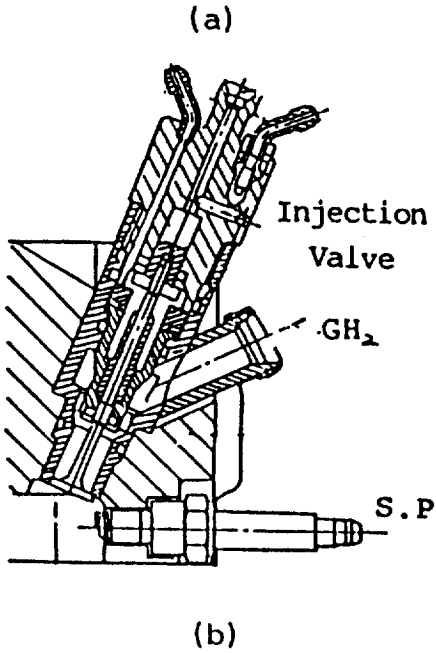
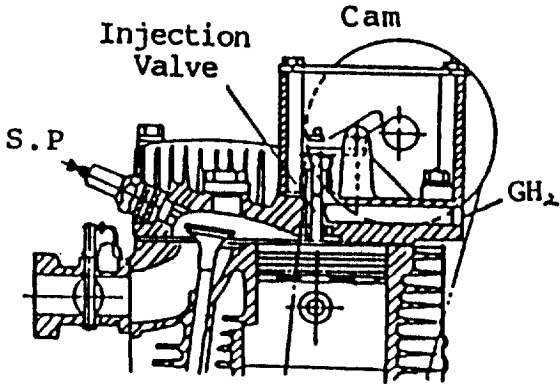


Fig. 6 High pressure H₂ gas direct injection type by use of injection valve

4. 직접 분사식 수소분사밸브 시스템

가. 직접 분사식 수소분사밸브

고압수소분사밸브는 고압에서도 기밀성이 유지되고 수소연료의 무윤활성에 의한 마모 대책이 강구되어야 한다. 실린더내 분사방식의 수소기관의 성패는 고압수소분사밸브의 개발에 있다고 하여도 과언이 아니다.

Fig. 7에 본교에서 연구중인 수소기관의 분사밸브 개략을 나타낸다. 이 분사밸브는 일본의 Musa-

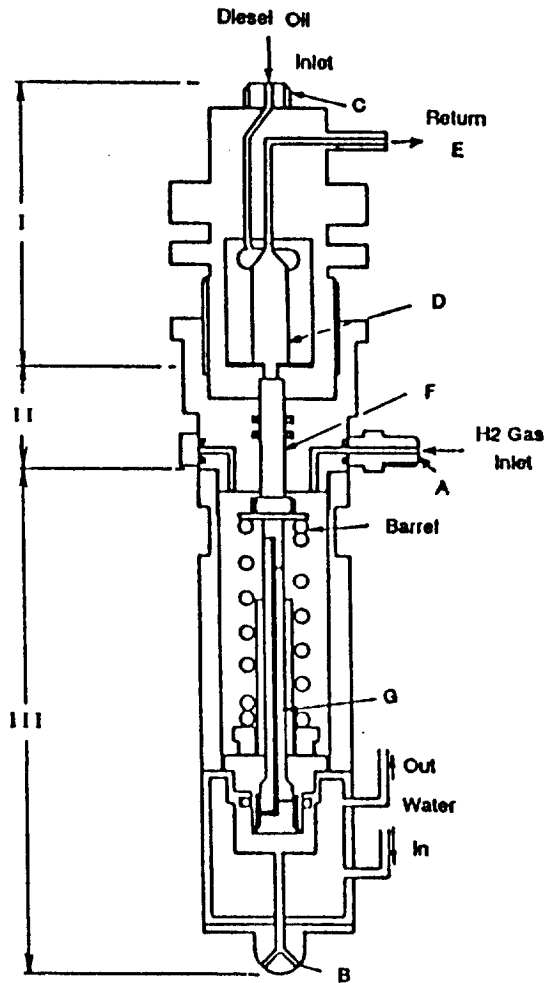


Fig. 7 Schematic diagram of hydrogen gas injection valve

shi공대⁽¹⁴⁾에서 연구중인 유압구동방식과 동일하나 수소분사밸브의 시트 사이에 테프론을 삽입하여 수소가스의 누출에 대한 기밀성을 한층 보완한 것이 특징이다. 수소분사밸브는 크게 분사밸브구동부(I), 푸시로드 간극조절부(II) 및 수소분사밸브부(III)의 세부분으로 나눌 수 있다. 고압의 수소가스는 분사밸브부(III)의 입구(A)를 통하여 밸브배럴에 충전된 후 분사밸브(G)의 개폐에 의하여 밸브로부터 방출되며, 방출된 수소는 분사구(B)를 통하여 실린더내에 분사된다. 이 분사밸브의 개폐에는 일반의 디젤 분사노즐을 일부 개조한 분사밸브구동장치(I)를 사용하였다. 이 장치는 연료분사펌프에 의하여 가압된 고압의 작동유(경유)가 입구(C)로 공급되어 소형디젤기관용의 노즐(D)(내경 5mm, 최대양정 0.7mm)의 니들을 작동시켜, 이 니들의 움직임을 추시로드(F)에 의해 전달되어 분사밸브(G)를 개폐시키는 장치이다. 분사노즐(D)로 부터 누출된 경유는 출구(E)를 통하여 다시 경유탱크로 귀환한다. 분사밸브구동부(I)와 수소분사밸브 사이에는 푸시로드(F)로 연결되어 있다. 푸시로드의 간극은 분사시기 및 분사과형에 영향을 줌으로 푸시로드 간극조절부(II)를 설치하였다. 또한 푸시로드 간극조절부에는 밸브배럴내에 충전된 가스가 푸시로드를 통하여 누출되지 못하도록 O링 2개를 삽입하였다.

수소분사밸브에 있어서 가장 중요한 것은 수소분사밸브부(III)의 기밀유지에 있다. 초기에는 Fig. 8의 (a)와 같이 포핏밸브형의 밸브페이스 a와 밸브시트 b가 직접 접촉하는 방식을 사용하였으나, 밸브페이스와 밸브시트 사이에서 누출이 심하여 안정된 운전이 불가능하였다. 그 후, Fig. 8의 (b)와 같은 개량형을 사용하여 수소가스의 누출을 억제할 수 있었다. 개량형은 밸브시트에 두께 1.5mm의 테프론을 밸브시트의 접촉부분보다 0.1mm높게 삽입하여 밸브페이스와 밸브시트 사이의 긴밀성을 증대시킨 것이다. 밸브시트 주위에는 테프론의 열변형을 방지하기 위하여 냉각수를 통과시켰다. 또한 분사밸브 본체 사이의 안내면을 길게하여

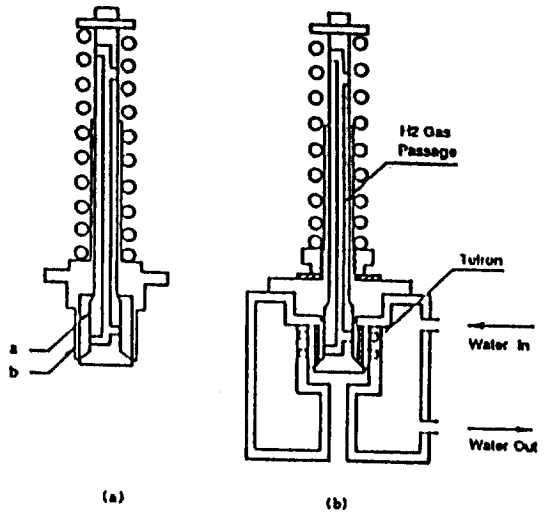


Fig. 8 Parts of injection valve and seat

편심이 되는 것을 억제하였다. 그리고 수소의 무윤향성에 의한 안내면의 마모를 방지하기 위해 배럴로 부터 밸브시트까지의 수소가스의 통로는 분사밸브의 중심을 관통하도록 하였다.

이같은 고압분사밸브를 사용하여 현재까지의 연구에는 큰 지장이 없었다. 그러나 장시간 사용하면 포핏밸브스텝과 안내면 사이의 마모가 증대되어 포핏밸브가 편심됨으로써 어느 정도 누출이 생기게 된다.

이 문제를 해결하기 위해 저자들이 새로 개발한 고압분사밸브의 개략을 Fig. 9에 나타낸다⁽¹⁵⁾.

이 분사밸브는 이전에 사용한 분사밸브의 포핏밸브 대신 볼 밸브를 사용하여 편심되는 문제를 없애고 볼밸브가 운전중 회전하므로써 밸브 시트를 연마하는 효과를 이용하여 기밀성 및 내구성을 향상시킨 방식이다. 수소가스는 입구 A로 부터 분사밸브 배럴 B에 충전되며, 볼 밸브 C는 볼 밸브 표면에 작용하는 수소가스의 압력차에 의해 자동적으로 밸브 시트 E에 밀착되며, 스프링 F는 단지 볼 밸브가 밸브 시트에 안착되도록 안내하는 역

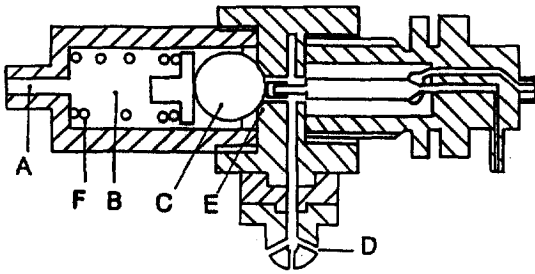


Fig. 9 Details on the high-pressure hydrogen injection valve of ball type

할만을 한다. 볼밸브의 개폐는 이전과 마찬가지로 디젤분사노즐의 니들양정을 이용하였다.

Fig. 10에 Musashi 공대에서 최근 개발된 유압 구동방식의 고압수소밸브를 나타낸다⁽¹⁶⁾. 이 분사밸브는 밸브스프링이 없으며 자동분사노즐대신 유압피스톤에 의해 포핏밸브가 개폐되도록 한 구조를 갖고 있다. 유압피스톤(4)의 하단부 면적이 포핏밸브(6)의 페이스면적보다 크므로 이곳에 작용하는 압력차에 의해 포핏밸브는 밸브스프링이 없이도 밀폐하게 된다. 이때 분사펌프에 의해 가압된 경유가 유압피스톤(4)를 밀게 되면 포핏밸브(6)는 열리게 된다. 그리고 고압의 경유가 가솔린엔진용의 연료인젝터를 개조한 relief valve(3)을 통하여 누출됨으로써 포핏밸브가 닫히도록 되어 있다. 분사밸브의 개폐기간은 전자제어가 가능하며, 구조가 간단하여 소형화할 수 있다.

나. 분사구 형상

수소분사밸브의 분사구 형상은 수소공기 혼합기의 균질도에 관여하여 기관의 운전성을 좌우하므로 혼합의 유리한 분사구 형상을 결정해야 한다.

Fig. 11는 최적 분사구 형상을 파악하기 위하여 저자들이 제시한 분사구 형상이다⁽¹⁷⁾.

Fig. 11의 (a)와 (b)형상은 연소실내에 수소가스를 균일하게 분사하여 공기와의 혼합을 촉진하

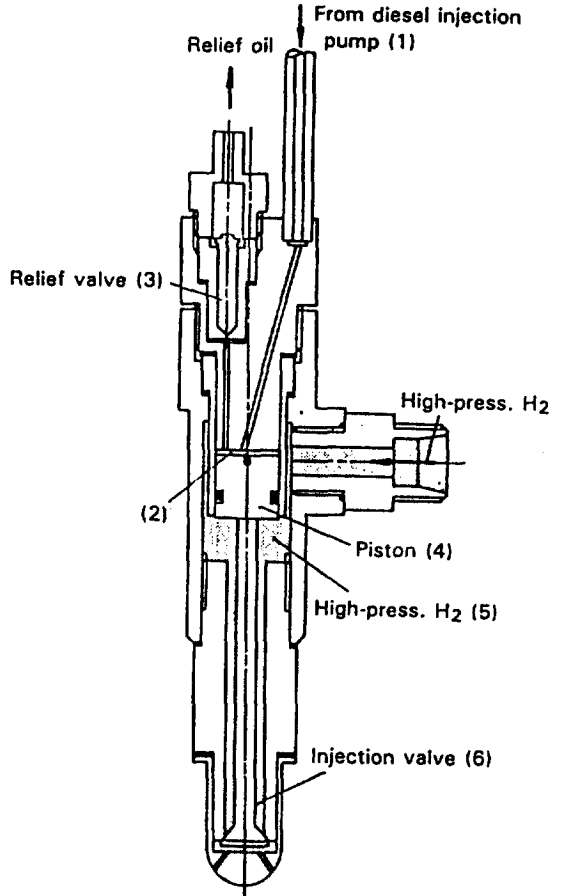


Fig. 10 High-pressure H₂ injector without coil spring

고자 한 형상으로서 (a)형상은 지름 2mm의 분출공을 45°간격으로 8개 뚫은 8공형이고 (b)형상은 1mm간격의 틈을 온 원주에 걸쳐 만든 전개형이다. (c)형상은 수소가스를 스파크플러그 주변에 집중 분사하기 위해 1mm의 틈을 반원주에 걸쳐 만들고 그 반대쪽에 지름 2mm의 분출공을 3개 뚫은 복합형이다. (d)형상은 선회유동을 주어 혼합을 촉진하고자 지름 2mm의 분출공을 30° 편심시켜 3개 뚫은 편심형이다. (e)형상은 수소가스를 전방향에

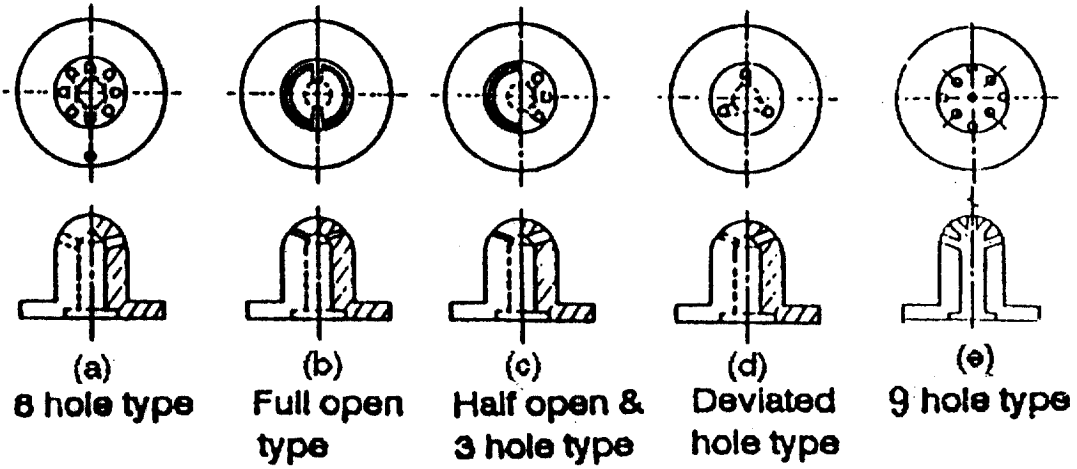


Fig. 11 Configuration of injection holes

대해 분출시켜 교차분류의 특성을 얻을 수 있도록 분사구의 중심을 포함하여 9개의 분출공을 갖는 9공형이다.

상기 분사구 형상에 대해서 수소공기가 혼합하는 과정을 윌리엄촬영한 결과를 Fig. 12와 Fig. 13에 나타낸다. 분출공으로부터 분출되는 수소가스는 자유분류, 벽면제약분류, 충돌분류의 특성을 나타낸다. 수소공기혼합기의 혼합기간, 균질도를 파악한 결과 9공형의 분사구 형상이 혼합에 유리한 분사구 형상으로 판단되었다.

5. 점화시스템

수소연료의 자기착화온도는 높으므로 압축착화는 거의 불가능하다. 따라서 수소엔진의 점화는 강제착화방식을 채택하고 있다. 강제착화방식은 스파크점화방식 및 Glow plug에 의한 점화방식이 사용되고 있다. 스파크점화방식은 가솔린기관의것을 그대로 사용할 수 있다. 그러나 농후혼합기를 사용하는 경우 점화플러그의 전극이 과열되어 조기 착화의 원인이 되며, 점화플러그의

전극의 녹아 붙는 경우가 있으므로 적절한 점화플러그의 선택이 요구된다. 실린더내 직접 분사식의 수소엔진에 스파크점화방식을 사용하는 경우 점화시점에 가연한계내의 수소공기혼합기가 형성되어 있어야 하므로 수소연료의 분사시기와 점화시기의 정확한 매칭이 필요하다.

Glow plug에 의한 점화방식은 항상 Glow plug가 가열되어 있다. 따라서 흡기관내분사 방식과 직접분사방식중의 저압수소분사방식에는 부적합한 방식이다. 가열면의 온도와 수소연료의 관계를 정적용기내의 실험으로부터 파악한 결과에 의하면 가열면의 온도가 900°C이상인 것이 바람직하지만 Glow plug의 내구성의 측면에서 보면 800°C이하로 유지하여야 하는 것이 밝혀진 바 있다. 가열면의 온도는 실린더내의 가스압력의 변화에 따라 가열면에 공급하는 에너지를 제어함으로써 일정하게 유지할 수 있다. 이 방식은 Glow plug에 공급되는 에너지가 과대인 것이 단점으로서 출력의 상당부분이 점화에너지로 소비된다. 따라서, 최근 수소엔진의 점화방식은 스파크점화방식에 관심이 집중되고 있다.

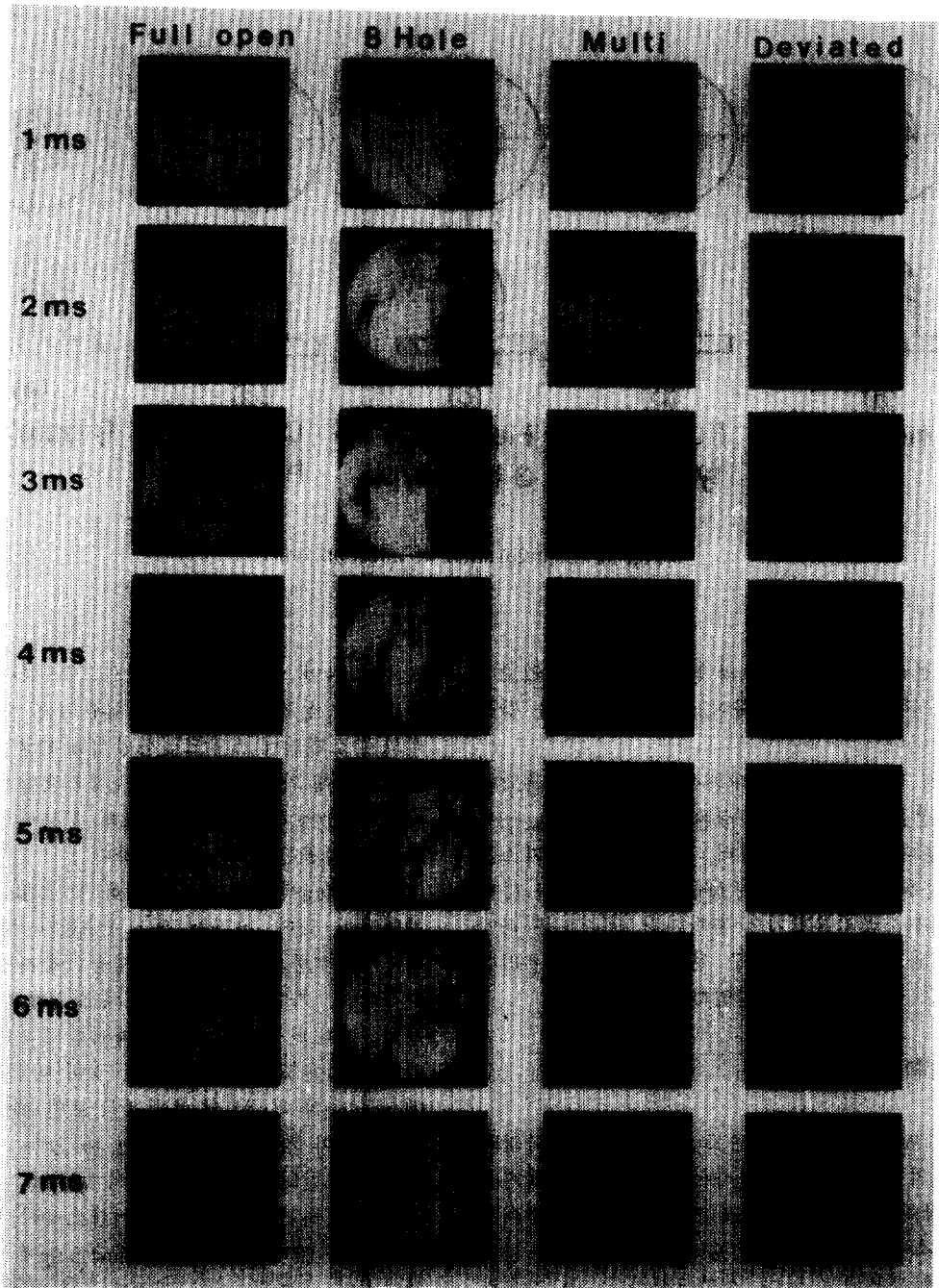


Fig. 12 Schlieren photographs on mixing process of hydrogen and air in four kinds of configuration of injection hole

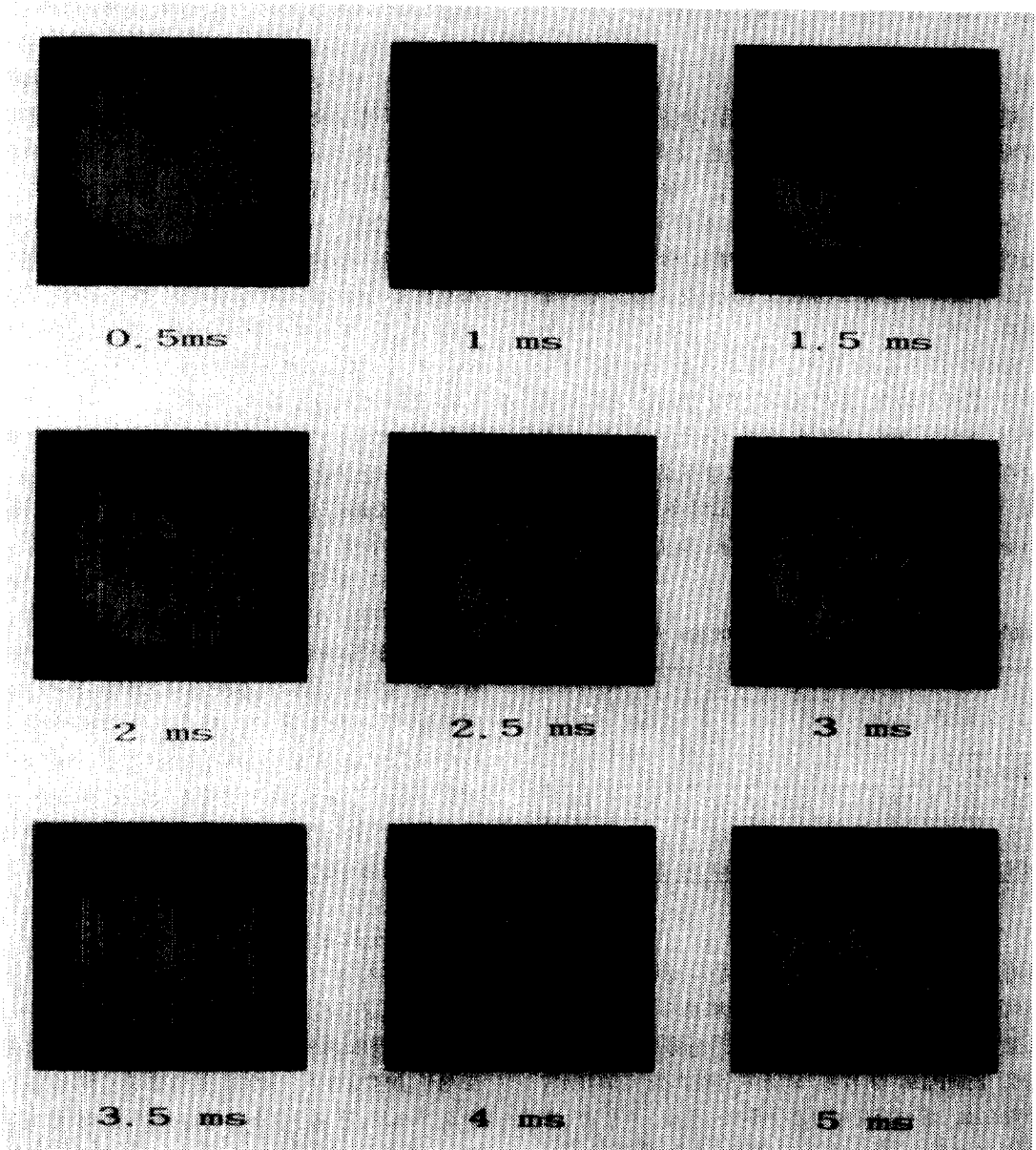


Fig. 13 Schlieren photographs on mixing process of hydrogen and air in the configuration of injection hole with nine holes

6. 수소연료저장 및 공급시스템

가. 수소연료저장시스템

단위 발열량당 수소의 질량은 가솔린에 비해 0.37배에 지나지 않지만 그 체적은 오히려 300배나 되어 수소연료저장시스템이 수소자동차를 실현시키는데 장애요인이 된다. 현재 제안되고 있는 수소연료저장시스템은 고압수소탱크, 액체수소탱크, 금속수소화합물탱크(Metal Hydride tank) 방식들이다.

30ℓ의 가솔린과 같은 주행거리를 유지할 경우 각 저장시스템의 체적 및 중량을 Table. 2에 나타낸다. Table. 2에 나타낸 바와 같이 봄베에 든 고압수소가스를 사용하는 경우 고압수소탱크의 체적 및 중량은 15MPa로 충전된 고압용기 13개분에 해당하게 되어 가장 불리하다. 고압수소가스는

충전되는 수소가스량은 통상의 것에 비하여 3배이다. 저온고압수소탱크안에 가열기를 설치하여 온도상승시킴으로써 분사압력보다 낮은 압력으로 탱크에 남아 있는 수소가스를 방출시켜 사용한다. 이 방식은 탱크내의 온도와 압력의 엄밀한 제어가 필요하며, 아직까지 중량면에서 불리한 면이 있다.

액체수소를 사용하는 경우 액체수소탱크의 체적 및 중량은 진술한 저장시스템에 비하여 현저히 작으므로 연료탱크의 운반성은 가장 좋은 장점이 있다. 또한 액체수소를 액체수소펌프로 가압하여 사용할 수 있으므로 실린더내 분사방식의 수소자동차에도 탑재가능하다. 그러나 취급에 위험성이 따르며 액체수소탱크를 이중단열탱크로 하여도 수소의 증발량은 1일 수 %에 이르게 된다.

금속수소화합물(MH)탱크는 단위 체적당의 에너지밀도가 높으며 수소의 저장과 방출이 용이하고 무엇보다 안정성이 높다는 장점이 있다. 이러한 장점으로부터 Table 1에서 나타난 바와 같이 MH탱크를 탑재한 수소자동차의 연구가 다수 진행되고 있다. 그러나 실린더내 고압 분사방식을 채택할 만큼 고압의 수소가스를 발생시키기는 용이하지 않으므로 분사방식을 채택하는 수소엔진의 연료공급시스템으로 사용되고 있다. 따라서 MH 탱크 탑재 수소자동차는 역화의 가능성이 상존하고 저출력의 문제가 대두된다.

Table 2 Comparison of fuel storage weights

저장 시스템	연 료		탱 크 량	총중량
	체 적 (ℓ)	중 량 (kg)		
Gasoline 탱크	30	22	5	27
고압수소탱크(15MPa)	670	8.2	755	763
액체수소탱크	115	8.2	65	73
MH 탱크		8.2	764	772

가압의 필요성이 없이 필요한 분사압력으로 감압하여 사용하면 되지만, 분사압력보다 낮은 압력으로 봄베에 들어 있는 수소는 사용할 수 없다. 예로 15MPa로 충전된 고압수소가스를 7.5MPa의 압력으로 실린더내에 분사하는 경우 사용할 수 있는 연료량은 반밖에 되지 않고, 반은 탱크에 남아 있게 된다.

Canada의 Krepec et al은 저온 고압수소탱크를 제안하여 이런 문제를 해결하고 있다⁽¹⁸⁾. 충전되는 수소가스의 압력은 통상의 고압수소탱크와 동일하다. 그렇지만 탱크의 온도는 100K로 유지하므로

나. 연료공급시스템

직접 분사식 수소 엔진에 사용되고 있는 액체수소 연료공급시스템의 예를 Fig. 14에 나타낸다. 이중단열탱크내의 액체수소는 액체수소 가압펌프로 8~10MPa까지 가압되어 열교환기에서 고압의 수소가스로 된 후 수소분사밸브를 통해 실린더내로 분사된다. 액체수소 가압펌프는 피스톤과 실린더 라이너로 구성되며, DC 모터와 크랭크 기구에 의해 작동된다. 통상의 가압펌프는 피스톤이 움직이게 되는데 액체수소 가압펌프는 열의 침투를 방지하기 위하여 실린더 라이너가 왕복한다. 액체수소는 -253℃의 초저온이고 무원활성이므로

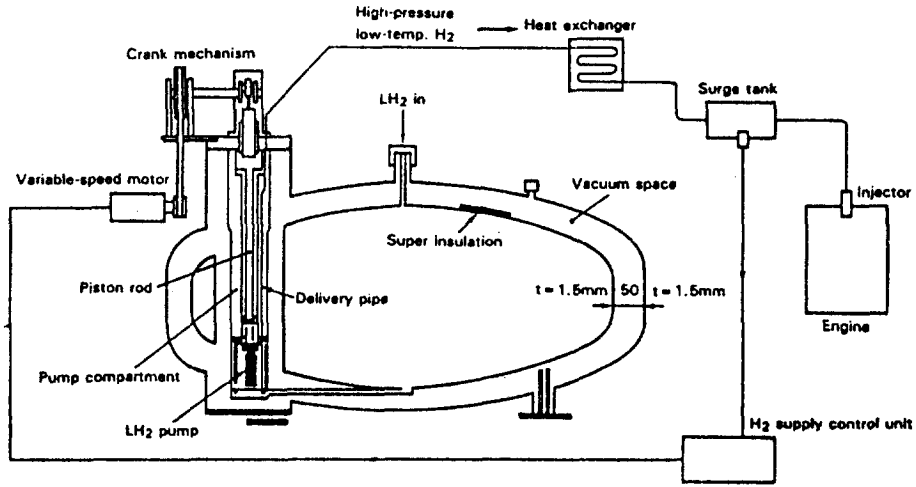


Fig. 14 LH₂ tank fuel system

피스톤의 재질은 내마모성이 우수하고 자기윤활성이 있고 선팽창계수가 작은 재질을 사용하고 있다. DC 모터의 회전수는 서지탱크내의 압력을 감지하여 제어한다.

7. 결 론

수소연료를 엔진에 사용하고 차량시스템화 하고자 하는 지금까지의 연구결과를 요약하면 다음과 같은 것을 열거할 수 있다.

흡기관내 분사방식의 수소엔진은 현용의 기관을 가장 간단히 수소기관화 할 수 있으며 취급이 용이하고 안전성이 뛰어난 MH탱크를 사용할 수 있어 여러곳의 연구기관에서 연구의 대상이 되고 있다. 그러나 역화와 저출력 및 MH탱크의 중량 문제가 대두된다. 이 문제는 실린더내 직접 분사 방식 및 액체수소탱크의 채택으로 해결할 수 있는데 이 방식 또한 수소분사밸브, 액체수소가압 펌프 및 액체수소탱크등 해결되어야 할 문제가 많다.

이와같이 수소자동차의 개발에는 연료분사시스템, 공급시스템, 저장시스템의 장단점이 복합적으로 관여한다. 그러나 가까운 장래에 무공해자동차로서 수소자동차가 부각될 것이므로 현재의 단점을 장점화 할 수 있도록 수소엔진의 연구에 관심을 기울여야 할 것이다.

참 고 문 헌

1. C. Lyle Cummins, "Internal fire", SAE, 1989.
2. 桶口健治, "自動車用内燃機關開發前史", 内燃機關, pp.57 No.2, 1991.
3. Joseph G. Finegold et al, "The UCLA Hydrogen Car : Design, Construction and Performance", SAE 730507, pp.1626-1637.
4. Jak Levi and David B. Kittelson, "Futher Studies with a Hydrogen Engine", SAE 780233, pp.1-8.
5. H.S. Homan, P.C.T.debore, 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.
6. Shochi Furuhamada et al, “An increase of engine oil consumption at high temperature of piston and cylinder”, SAE 810976, pp.3008-3017
 7. 이종태, 이성열, 이재천, 김용환, “수소엔진개발에 관한 기초연구”, 한국자동차공학회, 춘계학술대회 강연초록집, pp.59-63, 1988.4
 8. 김지문, 김용태, 이종태, 이성열, “수소엔진의 분사구 형상에 따른 연소특성”, 대한기계학회 춘계학술대회 논문집, No.4-9, pp.173-176, 1988. 11.
 9. 김용태, 김지문, 이종태, 이성열, “수소엔진의 사이클변동에 관한 지압선도 해석”, 한국자동차공학회 춘계학술대회 강연초록집, pp.97-101, 1989. 6.
 10. 김용태, 김지문, 이종태, 이성열, “직접분사수소엔진의 기관특성 및 사이클특성에 관한 연구”, 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, pp.15-21, 1990. 6.
 11. 김용태, 김지문, 이종태, 이성열, “직접분사수소엔진 개발에 관한 연구”, 한국수소에너지학회 제2회 정기학술발표대회 논문초록집, pp.1-34, 1990.11.
 12. 권병준, 이종윤, 이종태, 이성열, “수소기관의 압축비변화에 따른 연소 및 출력특성에 관한 연구”, 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, pp.190-194, 1991.11.
 - 13.濱純, “水素自動車の現状”,自動車技術, Vol.45, No.8, pp.51-57, 1991.
 - 14.古炳壓一, “水素自動車の未來”, 메카라이프, JSME, pp.12-17, 1986. 6.
 15. Heun HONG, Jong Tai LEE, 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, 1992.10.
 16. Shochi furuhamada, “Trend of Social Requirements and Technological Development of Hydrogen-fueled Automobiles”, JSAE Review, Vol.13, No.1, pp.4-13, 1992.
 17. 홍훈, 이종태, 이성열, “수소분사밸브의 최적 분사구 형상의 결정을 위한 기초 연구”, 대한기계학회 춘계학술강연 논문집, pp.296-299, 1992. 4.
 18. T.Krepec, D. Miele and C. Lisio, “New Concept of Hydrogen Fuel Storage and Supply for Automotive Application”, Proc.7th WHEC, Moscow, pp.1127, 1988. 9.