

직접분사식 천연가스기관의 개발을 위한 수소기관 개발기술의 접목

이 종 태
성균관대학교 기계공학과
Jong T. Lee

School of Mechanical Engineering Sungkyunkwan University

1. 서론

최근 각국은 정부 주도하에 대도시 대기오염을 방지하고 석유계 연료를 대체 할 수 있는 천연가스 자동차의 보급을 적극적으로 추진하고 있다. 국내 역시 환경부 주도하에 천연가스자동차의 보급사업이 추진되고 있고, 보급 확대 정책 및 법령보완으로 인하여 조만 간에 운행대수는 천여대에 이를 것으로 예상하고 있다.

현재 운행되고 있는 천연가스자동차의 기관은 저압의 가스연료를 기존 기화기 위치에 설치되어 있는 믹서 또는 인젝터를 통해 흡기관내에 공급하는 방식이다¹⁾. 최근 가솔린기관의 MPI방식과 마찬가지로 각 실린더의 흡입밸브 근방에 가스연료를 분사하는 방식이

선진국에서 상용화되기 시작하고 있다. 그렇지만 이 방식 역시 흡기관내 공급방식이다. 연료저장시스템은 천연가스를 고압으로 압축 저장하는 압축천연가스 저장시스템이 일반적이다^{2,3)}.

흡기관내 공급식 천연가스기관은 가스상의 연료를 사용하는데 따른 흡입공기량의 감소로 출력이 감소한다. 또한 분사된 연료가 실린더내로 유입되는데 따른 연료공급기간으로 인하여 반응성이 지연된다. 이 문제를 해결할 수 있는 천연가스기관은 실린더내 직접분사식 기관이다. 직접분사식 천연가스기관은 최근 자동차 기술선진국에서 연구하고 있는 제4세대 기술에 해당되는 신기술이지만 아직 실용화에 이르지 못하고 있다. 이는 고압의 천연가

스를 실린더내에 요구되는 부하조건에 맞추어 분사할 수 있는 고압가스 분사밸브(인젝터) 및 고압연료 공급시스템과 안정된 연소를 할 수 있는 점화 및 연소제어기술의 복잡성 등에 기인한다.

저자의 연구실에서는 거의 무공해에 가까운 수소연료를 사용하는 직접분사식 수소기관 및 이중분사식 수소기관과 직접분사식 천연가스기관의 연구를 수행하고 있다. 직접분사식 수소기관은 수소기관의 가장 큰 문제인 역화발생을 회피할 수 있을 뿐만 아니라 고출력을 동시에 얻을 수 있는 기관이다. 수소연료는 밀도가 가장 작고 연료자체에 거의 윤활성이 없는 가스상으로 기관 실린더내에 공급되므로 직접분사식 수소기관의 연구에서 개발된 고

압수소 분사밸브 및 연소제어 기술등은 천연가스 뿐만아니라 가스종류가 다른 직접분사식 기관에 그대로 응용할 수 있다⁴⁾.

본고에서는 직접분사식 천연가스기관의 개발에 직접분사식 수소기관의 개발연구에서 확립된 기술의 응용에 관한 이해를 증진시키고자 지금까지 연구한 고압수소분사밸브 및 분사구형상과 점화장치등에 대해 기술하고자 한다.

2. 천연가스기관과 수소기관의 유사성

2.1 물성치 및 기관개발 고려시의 유사성

천연가스 CH₄는 수소가스 H₂와 마찬가지로 청정 고위에

너지이며, 원자수가 적은데 기 인하여 물성치가 서로 유사한 점이 많다. 천연가스와 수소가스의 물성치를 표 1에 나타낸다. 표에서 천연가스의 물성치는 국내공급조성인 CH₄ 86.8%, C₂H₆ 8.2%, C₃H₈ 3.9% C₄⁺ 1.0%, N₂ 0.1% (체적비)에 대한 것이다⁵⁾.

천연가스의 비등점은 약 -170℃로서 -253℃의 비등점을 갖는 수소와 마찬가지로 상온에서 항시 가스상태이다. 따라서 천연가스 및 수소가스 연료는 모두 기체상태로 기관 실린더내에 공급된다. 천연가스의 밀도는 수소보다 크지만 다른 탄화수소계 연료에 비하여 아주 작다. 이로 인해 공급되는 가스 연료의 체적은 아주 크며, 수소기관의 경우 이론연료공기 연료비 근방에서 공급되는 연

료의 체적은 행정체적의 약 1/3 정도에 이른다.

천연가스의 단위 질량당의 발열량은 가솔린에 비하여 10% 이상 크며, 수소의 경우는 무려 170% 이상 크다. 그러나 천연가스 및 수소가스의 비체적이 큰 것에 의하여 흡기관내 공급방식기관의 공급열량은 가솔린기관에 비하여 오히려 감소한다. 천연가스를 흡기관내에 공급하는 경우의 공급열량 감소는 약 7% 정도이며, 수소가스의 경우는 약 15% 정도에 이른다. 가스기관의 개발시에는 출력증가를 위한 고려가 필요하다. 실린더내 직접분사의 경우는 실린더내에 공급되는 연료의 체적만큼 흡입공기량이 증가하므로 공급열량은 가솔린기관의 경우보다 약간 증가하는 장점이 있다.

표 1 직접분사식 가스기관의 분류

사용연료	분사방식	분사시기	연소	사이클	점화방식
천연가스 수소	흡기관내 공급식	흡입과정	예혼합연소	Otto	Spark
	직접분사식	압축초기	예혼합연소	Otto	Spark
		압축후기	확산연소	Diesel	Spark, Glow
수소	이중분사식 (흡기관내 공급식 + 직접분사식)	흡입과정 + 압축초기	예혼합연소	Otto	Spark
		흡입과정 + 압축후기	-	Sabathe	Spark, Glow

연료가 가스상태이고 밀도가 작은 것은 확산성이 양호하므로 가스연료를 흡기관내에 공급하는 경우 공기와 연료의 혼합율이 향상되는 역할을 한다. 실린더내 직접분사의 경우 공기와 연료의 혼합기간은 연료가 분사된 후 점화시까지의 기간으로서 흡기관내 분사의 경우보다 현저히 짧다. 따라서 혼합율을 증가시키기 위하여 분무가스의 분포성 및 관통성 증가에 의한 분무 향상이 필요하다. 그러나 가스연료의 작은 밀도는 분무되는 연료의 운동에너지의 감소로 이어져 혼합율이 감소하는 영향으로 작용한다. 특히 밀도가 가장 작은 수소 연료를 실린더내에 직접 분사하는 경우 혼합율의 증가법이 중요한 문제가 된다.

천연가스 및 수소의 희박한 계는 공기과잉률로 각각 1.96 및 0.1정도로써 가솔린연료의 1.36에 비하여 현저히 높다. 따라서 가스기관은 희박연소기관의 실현화가 용이하나 직접분사식기관의 연소안정성을 향상시키기 위하여서는 전술한 바와 같이 공기와 연료의 혼합을 증진이 요구된다.

천연가스 및 수소의 자기착화온도는 가솔린 연료에 비하여 약 80℃ 정도 높으며 디젤유에 비해서는 약 240℃ 정도나

높다. 자기착화 온도가 높은 것은 압축비를 상승시켜 열효율을 향상시키는 효과와 출력저하를 상쇄시키는 효과가 있지만 압축착화를 어렵게 한다. 점화방식은 강제착화방식이 필요하다.

충류화염속도는 천연가스 및 수소가스 모두 가솔린연료에 비하여 크다. 충류화염속도가 크다고 기관 실린더내의 연소속도가 비례하여 크다고 할 수 없다. 실제 천연가스기관의 연소속도는 가솔린기관의 경우보다 오히려 약간 낮으며, 충류화염속도가 현저히 큰 수소기관의 연소기간도 그림 1과 같이 가솔린기관의 경우보다 약 15-20% 정도 밖에 짧지 않은 결과가 얻어진 바 있다. 이 결과는 기관 실린더내의 유동이

난류유동이며, 특히 천연가스 및 수소가스의 경우 연소전의 물수보다 연소후의 물수가 작으므로 연소에 의한 팽창효과가 가솔린연료의 경우보다 작게 미칠 수 있기 때문으로 보고 있다. 천연가스기관의 연소속도를 증가시키기 위하여 기관 실린더내의 난류증가 대책을 도모하기도 한다. 그러나 천연가스는 가스상태로 공급되어 연료의 기화에 의한 에너지손실이 없으므로 흡입난류에너지의 감쇠가 상대적으로 작아 유동에너지보존의 필요성이 적다는 관점도 있다. 수소기관의 경우에는 과도한 빠른 연소속도에 의해 난류를 오히려 감소시켜야 된다는 견해도 제시되고 있다.

천연가스 및 수소가스의 열

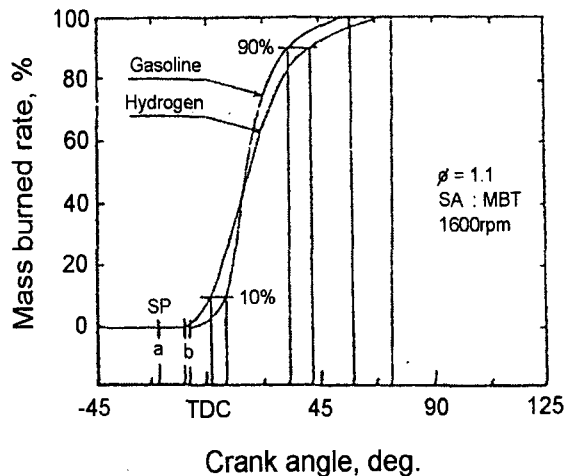


그림 1 직접분사식 수소기관의 질량연소율

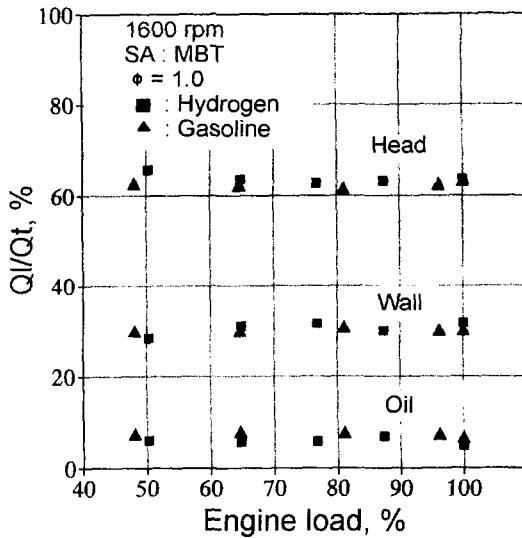


그림 2 직접분사식 수소기관의 열손실 분포

전달계수는 가솔린연료보다 현저히 크다. 또한 단열화염온도도 연소후의 물수가 연소전보다 모두 감소되는데 기인하여 가솔린연료보다 높다. 큰 열전달계수 및 높은 단열화염온도는 가스로부터 벽면으로의 열손실량을 증대시킨다. 직접분사식 수소기관의 경우 열전달 분포는 그림 2와 같이 가솔린기관의 경우와 유사하나 정량적으로 약 20-30% 정도 큰 것으로 해석되었다. 열전달량의 증가에 대한 열부하 대책이 요구된다.

2.2 기관구조의 유사성

실린더내에 천연가스 및 수

소가스만을 공급하는 직접분사식 전소가스기관의 종류를 분류한 것이 표 2이다. 직접분사식 천연가스 및 수소기관은 분사시기에 따라 압축초기 분사방식 및 압축후기 분사방식으로 대별된다. 압축초기 직접분사식은 비교적 저압의 가스를 공급할 수 있는 장점이 있다. 그리고, 연료를 분사한 후 연소전에 가연 예혼합기가 형성되므로 사이클은 예혼합연소를 하는 오토사이클이다. 압축후기 직접분사식 가스기관은 디젤기관과 마찬가지로 압축후기에 연료를 분사하면서 확산연

표 2 천연가스 및 수소가스의 물성치

Item	CNG	H ₂	Diesel	Gasoline
Apparent Molar Weight	18.7	2.016	208	98
C/H Ratio by Weight	3.26	-	6.4	6.1
Net Calorific Value of Fuel(MJ/kg)	49.5	120	42.7	44.0
Density at STP(kg/m ³)	0.79	0.083	840	740
Stoichiometric A/F	16.9	34	14.5	14.8
Net Calorific Value of the Stoi. Mixture at STP(MJ/m ³)	3.29	0.01	3.54	3.57
Research Octane Number	118-120	-	-	91
Lean Limit(Homogeneous Excess Air Fuel Ratio)	1.96	0.1	-	1.36
Laminar Flame Velocity(cm/sec)	40-42	170	-	33

소하는 방식으로 디젤사이클에 해당한다. 압축 후기 직접분사 방식은 연소압력보다 높은 가스분사를 실현시킬 수 있는 고압연료 공급시스템의 확립이 주요 관건이다. 또한 천연가스 및 수소가스의 자기착화온도가 높아 압축착화의 실현이 불가능하므로 점화장치도 부가된다.

수소가스를 연료로 하는 직접분사식 기관은 흡기관내 공급식 기관에 비하여 출력이 현저히 높고 역화를 회피할 수 있다. 그러나 흡기관내 공급식에 비하여 공기와 가스연료의 혼합기간이 짧고 수소가스의 운동에너지가 작아 다른 혼합율의 저하로 열효율이 상대적으로 감소한다.

이에 반하여 흡기관내 공급식 기관은 연료와 공기의 긴 혼합기간에 의한 혼합율의 향상으로 인하여 열효율이 높다. 반면 흡입가스체적이 크데 따른 흡입공기량의 감소와 역화억제를 위한 연료공기 당량비의 사용범위 제한이 있다. 따라서 기관 출력은 직접 분사식기관에 비하여 현저히 낮아 고부하 대응이 용이하지 않다⁶⁾. 흡기관내 공급식 및 실린더내 직접분사식기관의 열효율 및 출력은 그림 3에 나타난 바와 같이 서로 상반적인 특징이 있다⁷⁾.

기관개발의 궁극적인 목적은 모든 운전영역에서 고출력 및 고효율을 동시에 달성하는 것이다. 이 목적에 부응하여 저자들이 연구한 기관이 이중분

사식 수소기관이다.

이중분사식 수소기관은 그림 4에 나타난 바와 같이 무부하 및 저부하 운전영역에서 흡기관내 공급식으로 고효율의 달성에 초점을 맞춘다. 그리고 고부하 운전영역에서는 이상연소가 발생하지 않을 정도의 연료를 흡기관내에 공급하여 혼합율을 증가시키고 추가로 요구되는 수소가스를 실린더내에 직접분사하는 방식이다. 이중분사식기관은 저압의 가스연료를 사용할 수 있는 부차적인 장점도 있다. 이중분사식기관은 흡기관내 공급식으로부터 직접분사식으로 전환되는 천이 영역에서의 연료 및 연소제어가 요구되나 흡기관내 공급식 정도의 최고열효율과 직접분사

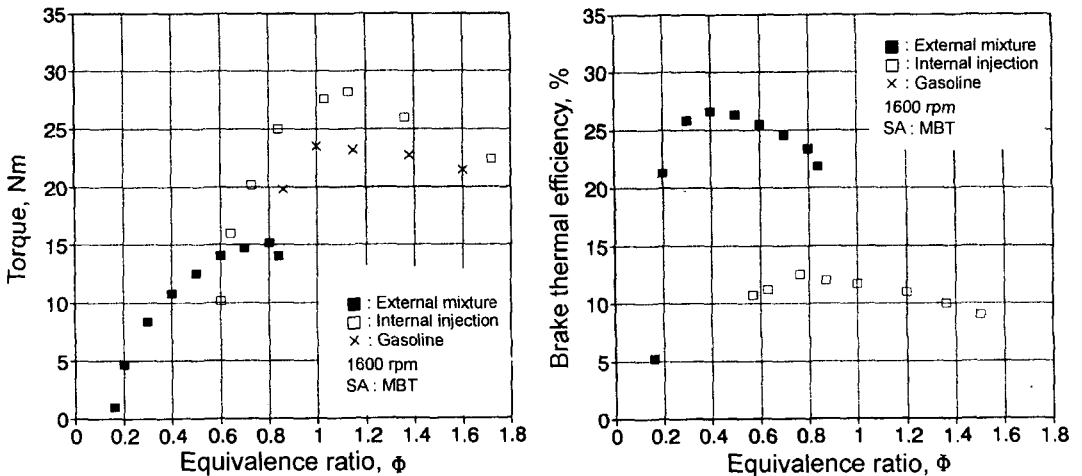


그림 3 수소기관의 토크 및 열효율

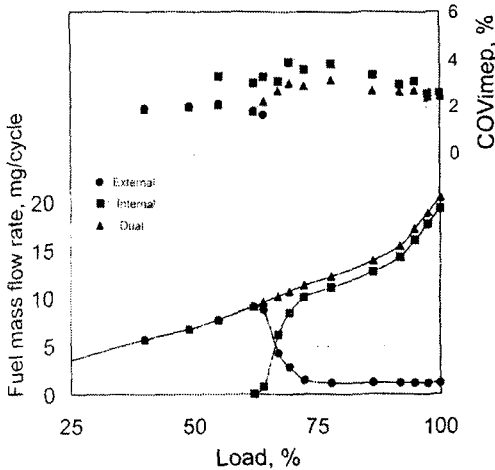


그림 4 이중분사식 수소기관의 공급연료량 및 사이클변동

식 정도의 고출력을 얻을 수 있다.

천연가스를 연료로하는 직접분사식기관의 경우도 상기와 같은 혼합율의 저하가 예상되므로 이중분사식 방식의 적용을 검토할 만한 것으로 생각된다.

상기와 같이 직접분사식 천연가스 및 수소가스기관은 기본적으로 동일한 구조로서 분류도 동일하다. 수소가스의 물성치는 천연가스보다 더 특이한 성질이 있어 직접분사식 가스기관개발의 중요 관건인 고압가스 분사밸브, 혼합율 향상법 및 점화방식등은 천연가스 기관에 그대로 적용될 수 있다.

3. 직접분사식 천연가스기관으로의 접목 요소기술

3.1 고압가스 분사밸브

가. 고압가스분사밸브의 설계시 고려사항

직접분사식 고압가스분사밸브는 요구되는 운전조건 상응하는 가스연료를 압축과정중에 실린더내로 분사할 수 있어야 한다. 분사압력은 분사시점이 압축과정중이며, 짧은 시간내에 많은 양의 가스를 연소실내에 분사시키고 분무 운동에너지를 증가시켜야 하므로 고압화하는 것이 유리하다. 특히 압축후기 직접분사식인 경우 분

사압이 연소압보다 높아야 한다. 분사압이 수십 bar 이상으로 높아지면 분사밸브의 기밀유지가 매우 어려우므로 고압가스분사밸브의 가장 큰 문제점은 기밀성의 확보이다^{8,9)}.

가스연료 자체에는 윤활성이 없다. 이로 인해 분사밸브의 밸브가이드 및 밸브스템과 같은 습동부위가 쉽게 마모되어 분사밸브의 내구성이 저하되고 누설량이 증가하는 역할을 하므로 이점을 고려하여야 한다¹⁰⁾.

직접분사식 고압가스 분사밸브는 고압 및 고속 조건에서도 분사량의 제어가 가능해야 한다. 포핏밸브형 가스분사밸브인 경우, 고압의 가스를 밀폐하고, 고속하의 밸브개폐 작동에 의한 밸브서징현상을 방지하기 위해 밸브스프링의 장력을 크게 한다. 따라서 고압가스 분사밸브의 구동방식은 고장력의 밸브스프링을 밀어내어 밸브가 열릴 수 있고, 동시에 요구되는 운전조건에 대응하여 분사량조절이 가능하여야 한다. 분사밸브의 구동방식이 두 번째 중요한 고려사항이다. 이밖에 i)기관내에 설치 가능한 기하학적 형상 ii)소형이고 간단한 구조 iii)고온의 연소가스에 의한 열적 장애문제 등이

있다.

상기와 같은 점을 고려하여 저자들이 개발한 직접분사식 수소기관용 고압가스 분사밸브는 다음과 같다.

나. 유압구동식 고압가스 분사밸브

포핏밸브형 고압가스분사밸브 : 그림5는 유압구동식 포핏밸브형 고압가스분사밸브의 개략을 나타낸다. 포핏밸브형 분사밸브는 분사밸브구동부,

푸시로드 간극조정부 및 가스 분사밸브부로 구성된다. 가스 분사밸브부는 통상의 자동차용 흡배기 밸브와 동일한 구조로서 포핏밸브가 밸브스프링에 의해 밸브시트에 밀착되어 기밀을 유지한다. 높은 분사압력과 고장력의 밸브 스프링을 사용하는 분사밸브를 원활히 개폐시키고자, 분사밸브의 구동은 유압구동방식을 채택하였다. 유압구동방식의 원리는 연료분사펌프에 의해 가압된 고압의 작동유가 구동부의 입구

로 공급되어 소형디젤 기관용 분사노즐의 니들을 작동시키고, 이 니들의 움직임이 푸시로드에 의해 전달되어 분사밸브가 열리는 방식이다.

분사압은 고압이므로 포핏밸브 페이스와 밸브시트를 정밀 연삭가공 할지라도 가스의 누설이 발생한다. 이를 억제하기 위하여 밸브시트에 두께 1.5mm의 테프론을 밸브시트의 접촉부분보다 0.1mm 높게 삽입하여 기밀성을 향상시켰다. 밸브시트 주위에는 테프론의 열변형을 방지하기 위하여 냉각수를 통과시켰다.

밸브스템과 가이드 부의 안 내면은 가스 특히 수소의 무운활성에 의한 마모가 생긴다. 이로 인한 포핏밸브의 편심은 기밀 누출과 내구성 저하의 원인이 된다. 따라서 배럴로부터 밸브까지의 가스통로는 분사밸브의 중심을 관통하도록 하여 안 내면사이를 통과하는 가스량을 가능한 제거하였다.

상기의 방식의 고압가스 분사밸브를 기관에 장착한 국내 최초의 직접분사식 수소기관으로 연소 및 성능특성과 최적압축비, 사이클변동원인 등을 해석할 수 있었다¹¹⁾.

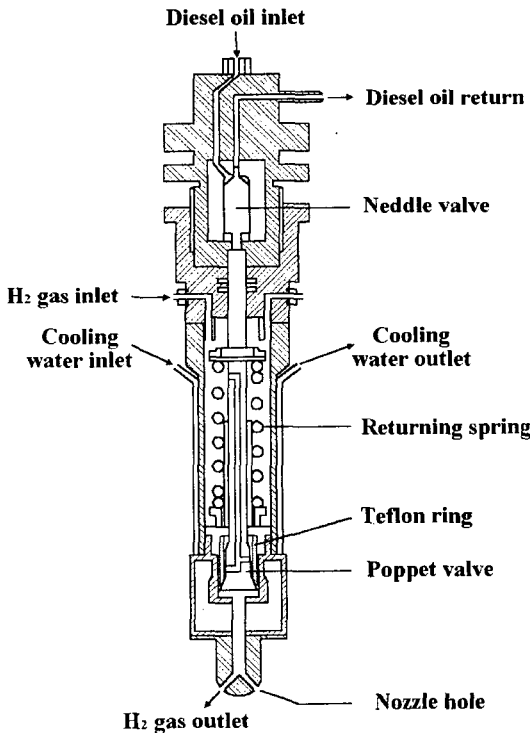


그림 5 유압구동식 포핏밸브형 고압수소분사밸브

볼밸브형 고압가스분사밸

브 : 포핏밸브형 고압가스분사 밸브는 밸브시트부에 삽입된 기밀향상용 테프론과 밸브스템 중심부의 가스통로를 갖는 분사밸브를 사용하여 기밀성을 향상시켰으나 장기간 사용에 따른 마모로 인하여 내구성이 취약하다.

상기와 같은 밸브시트부의 마모 및 포핏밸브의 편심마모 문제를 해결하기 위해 포핏밸브대신 볼밸브를 채택하였다. 볼밸브는 구형이므로 편심되더라도 이상적인 상태로 밸브시트에 안착된다. 또한 볼밸브가 구동중에 자유롭게 회전함으로써 밸브시트가 연마되는 효과가 있어 사용함에 따라 기밀성이 향상되는 효과가 있다.

이 개념으로 제작한 유압구동식 동식 볼밸브형 고압가스분사밸브는 그림 6과 같다. 고압의 가

스는 분사밸브 입구로부터 배럴에 충만되고 분사펌프의 유압에 의해 구동되는 분사니들에 의해 볼밸브가 개폐되어 실린더내로 분사된다. 볼밸브는 볼밸브 표면에 작용하는 고압 가스의 압력차에 의해 자동적으로 밸브시트에 밀착된다. 밸브스프링은 단지 볼밸브가 밸브시트에 안착되도록 안내하는 역할만을 한다. 밸브시트부의 재질은 테프론 보다 내구성이 우수한 동을 사용하였다. 고압의 연소가스에 의해 볼밸브가 열리거나 구동력의 변동이 생길 수 있으므로 볼밸브와 분사구사이에 check valve를 설치하였다. 분사량은 포핏밸브형 분사밸브와 마찬가지로 분사펌프의 control rack에 의해 조절된다.

유압구동식 볼밸브형 분사

밸브는 30bar 이상의 분사압 조건에서도 기밀성이 우수하며, 장시간의 사용후에도 내구성이 유지되었다. 볼밸브형 분사밸브는 부품수가 32개인 포핏밸브에 비해 구조가 현저히 간단하여 수소자동차 성균1호와 그림 7과 같은 성균2호의 개발에 결정적인 역할을 하였다. 또한 상기 분사밸브를 사용하여 직접분사식 수소기관의 제반성능 해석결과의 신뢰성을 향상시킬 수 있었다.

볼밸브형 분사밸브는 볼밸브와 분사공 사이의 관로길이가 포핏밸브에 비해 상대적으로 길어 이 관로내의 잔류수소가스량이 많아지고, 또한 압축비 감소의 원인이 된다. 그리고 유압구동방식은 고속운전에 취약하고 유압펌프가 설치에 따른 동력손실과 구조의 복잡성

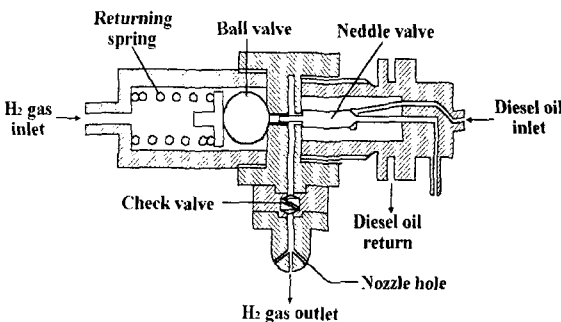


그림 6 유압구동식 볼밸브형 고압수소분사밸브

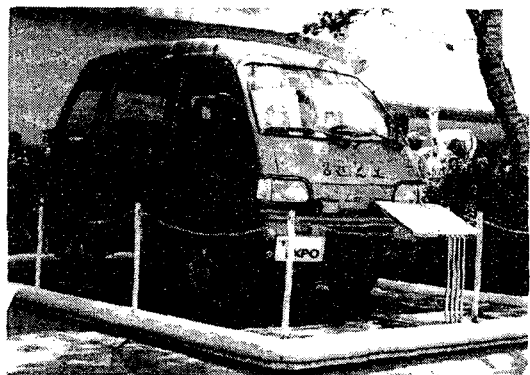


그림 7 수소자동차 '성균 2호'

이 있다.

이를 해결하기 위하여 다음과 같은 솔레노이드 구동식 볼포핏밸브형 고압가스 분사밸브를 개발하였다.

다. 솔레노이드 구동식 볼포핏밸브형 고압가스 분사밸브

솔레노이드 구동방식은 고속하에서의 응답성이 우수하고 분사시기와 분사량을 용이하게 제어할 수 있는 장점이 있다¹²⁾.

그러나 고압가스 분사밸브에 이 방식을 적용하기 위해서는 구동력의 제약성 문제를 해결해야 한다. 전술한바와 같이 포핏밸브형 분사밸브의 경우 분사기간동안 고압의 가스와 스프링의 장력을 밀어주어야 하므로 큰 구동력이 필요하다. 반면 볼밸브형 분사밸브는 볼밸브의 상하면의 면적차에 의한 차압으로 밸브시트에 밀착하므로 볼밸브의 구동력이 비교적 작아 솔레노이드에 의해서도 구동이 가능하다.

따라서 볼밸브형 분사밸브와 같이 작은 밸브구동력으로 작동 가능하며 분사밸브가 밸브시트부의 바깥쪽에 위치하여 볼밸브와 분사노즐사이 관로길이를 최소화하고 연소가스의 역류가능성을 배제할 수 있는 솔레노이드 구동식 볼포핏밸브형 분사밸브를 고안하였다.

그림 8은 솔레노이드 구동식 볼포핏밸브형 고압가스 분사밸브를 나타낸다. 볼포핏밸브형 분사밸브는 솔레노이드 구동부, 푸시로드 조절부, 가스분사밸브부 등으로 구성된다. 밸브스텝 엔드부에는 솔레노이드의 구동력에 상응하는 차압을 만들기 위해 밸브페이스 상면의 면적보다 약간 큰 면적을 갖는 압력피스톤을 설치하였다. 압력피스톤 하부에 장착한 밸브스프링은 주로 가스가 공급되지 않은 경우 불형 poppet valve가 밸브시트로 복귀하는 역할을 한다.

밸브형 분사밸브의 기밀성이 우수한 것은 볼밸브의 자유로운 회전에 의한 밸브시트의 면마효과에 기인한다. 따라서 볼포핏밸브형 분사밸브도 밸브페이스를 구형으로 하고 회전시켜 기밀성 향상을 도모하였다. 볼포핏밸브를 회전시키고 편심의 문제를 해결하고자 압

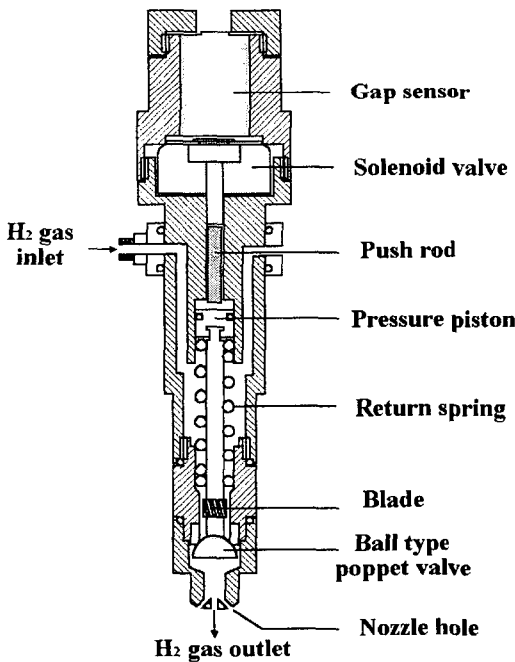


그림 8 솔레노이드 구동식 볼포핏밸브형 고압수소분사밸브

력피스톤과 밸브엔드의 연결부분을 굴절하도록 하였고, 밸브헤드 방향의 밸브스템에 회전익차를 설치하였다. 밸브의 회전은 회전익차 사이로 밸브개폐시 수소분사제트가 통과되면서 발생하는 회전력을 이용하였다. 회전익차는 분사밸브의 상류쪽에 30° 경사로 폭 1.5mm, 높이 1.5mm, 길이 3.5mm의 형상으로 밸브스템의 원주방향으로 설치하였다. 회전익차 입구에는 압력에너지를 속도에너지로 변환시키고자 유동관로를 노즐형태로 만들었다.

상기의 방식의 고압가스 분사밸브는 이중분사식수소기관에 장착되어 고속하의 기밀성 및 운전성이 확인된 바 있다¹³⁾. 또한 직접분사식 천연가스기관용으로 사용한 바 적응성에 문제가 없음을 보여졌다. 천연가스는 수소보다 밀도가 커 분사량이 적으므로 대형천연가스기관에 그대로 사용할 수 있으며, 소형기관에 적용할 시 분사공의 크기의 변경이 요구된다.

3.2 혼합을 향상을 위한 분사공 형상

분사구 형상은 혼합기의 균질도를 좌우하므로 분사구형상

에 대한 가스와 공기의 혼합양상의 가시화 결과 및 기관 사이클 변동치의 해석으로 부터 적절한 분사구 형상을 제시하였다¹⁴⁾.

혼합양상의 가시화 : 그림

9는 혼합에 유리하리라 임의로 제시한 4종류의 분사구 형상에 대한 수소-공기의 혼합과정을 가시화한 결과이다. 먼저 용기 내에 수소가스를 균일하게 분사하여 혼합을 촉진시키고자

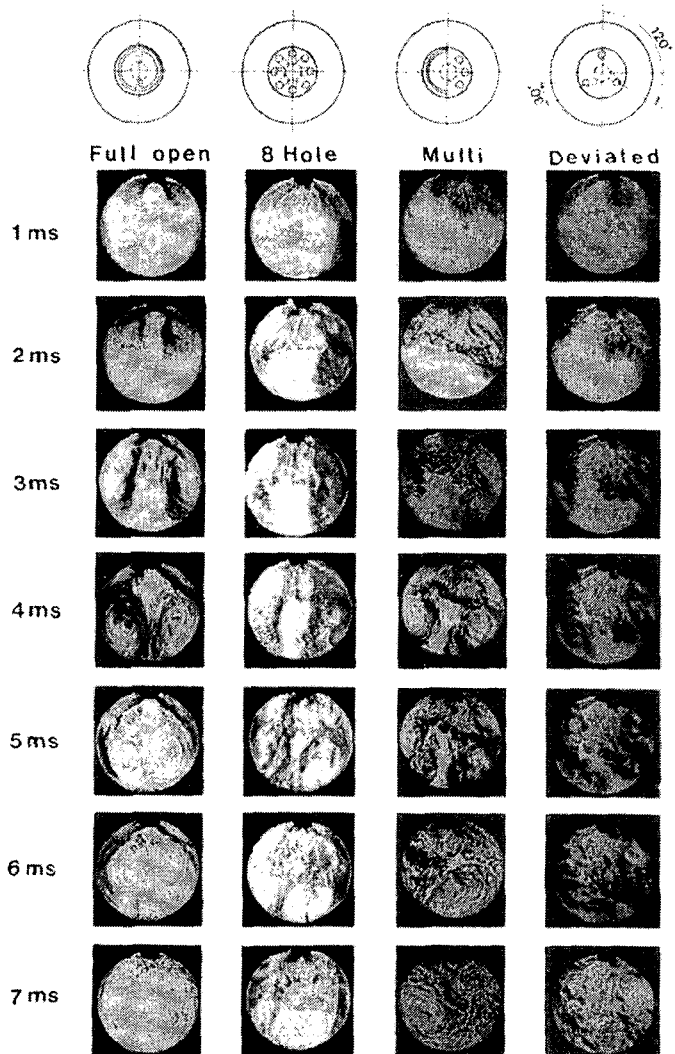


그림 9 4종류의 분사구 형상에 대한 수소-공기 혼합과정

분사구의 전 원주에 걸쳐 1mm의 틈을 만든 전개형의 분사구에서는 분출된 가스가 벽면에 충돌하면서 주위의 공기가 분출류에 동반되어 환상분류와 같이 2개의 와류가 발생한다. 즉 벽면제약분류, 충돌분류 및 환상분류의 특성을 나타낸다. 수소가스가 용기의 중앙부분으로 확산되는 시기는 약 5ms정도이다.

분출되는 분출류의 간섭에 의해 혼합을 촉진하고자 지름 2mm의 분사공을 45° 간격으로 8개 뚫은 8공형은 각 분사공으로부터 분출된 가스가 서로 간섭하여 벽면에 충돌하면서 혼합되는 교차분류의 특성을 나타낸다. 분출되는 분류선단의 속도는 전개형보다 빠르고, 전개형과 같은 와류는 발생하지 않는다. 수소가스가 용기내에 확산되는 시기는 전개형과 큰 차이는 없으나 후반기에는 전개형에 생성되는 와류발생에 의해 8공형이 약간 느리다.

가스를 스파크 플러그 주변에 집중 분사하고자 1mm의 틈을 반원주에 걸쳐 만들고 그 반대쪽에 지름 2mm의 분사공을 3개 뚫은 복합형은 전개형과 8공형의 특성이 동시에 나타난다. 3개의 분사공에서 분출되는 분출류의 선단속도는 전개

된 부분에서 분출되는 분출류보다 빠르다. 두 분출류의 속도 차이에 의하여 1개의 와류가 발생되지만, 용기내에 전반적으로 수소가 확산되는 시기는 약 5-6ms정도이다.

분출가스의 선회유동에 의한 혼합촉진을 위해 지름 2mm인 3개의 분사공이 30° 편심된 편심형은 분출류가 선회하면서 벽면에 충돌되어 확산되므로 가스가 공간적으로 확산되는 시기는 4종류의 분사구형상 중 가장 느리다.

상기 분사구형상 중 확산시기는 전개형이 가장 빠르지만 중앙부분의 혼합기는 와류 및 충돌류와 같은 유동에 의해 혼합되기까지 불균질한 상태를 유지한다. 이 상태에서 점화되면 연소의 불안정을 초래할 수 있다. 이 문제를 해결하기 위해서는 실린더내 모든 방향에 가스를 균일하게 분출시켜 혼합을 촉진시키는 것이 바람직하다. 따라서 다수의 분출공을 여러 방향으로 뚫어 교차분류의 특성을 얻을 수 있는 분사구형상을 제시하였다. 새로운 분사구의 분사공 지름 및 개수 등은 분출속도, 분무각 및 분사기간 등을 고려하여 결정하였다.

분사공의 지름 : 그림 10은

분사공의 크기에 따른 분출속도 및 분사각을 나타낸다. 분출속도는 지름이 클수록 빠르며, 분출공은 작을수록 크다. 이들의 복합적인 영향에 의해 확산이 좌우되는데, 분출속도가 크고 분출각이 적은 쪽이 운동에너지가 크며, 확산도 가시화결과 반대의 경우보다 빠르므로 분사공의 지름은 분출속도가 큰 2mm로 결정하였다. 분사각이 작은데 기인하는 간섭시기의 지연은 분사공사이의 거리를 짧게 하여 해결하였다.

분사공의 수 : 분사공의 수는 실린더내에 분사되는 가스의 분출기간 및 분출량등으로 결정하였다. 그림 11은 분사구의 지름이 2mm인 경우 분사공의 수에 따른 용기내의 압력상승 곡선을 나타낸 것이다. 최고압력은 실린더내에 분사되는 분사량이며, 분사후 최고압력 발생까지의 기간은 분사기간을 의미한다. 분사기간이 짧을수록 점화시까지의 혼합기간이 길어져서 유리하다. 분사공의 수가 5개 이상이면 최고압력발생기간 및 최고압력이 변하지 않는다. 그러나, 분사공 2mm 분사공의 분사각이 15° 이므로 실린더내의 모든 공간에 가스를 균일하게 분출시키고자하면

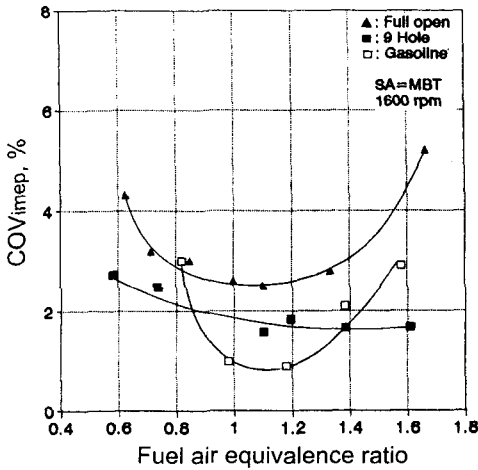


그림 10 분사구 형상에 대한 사이클변동

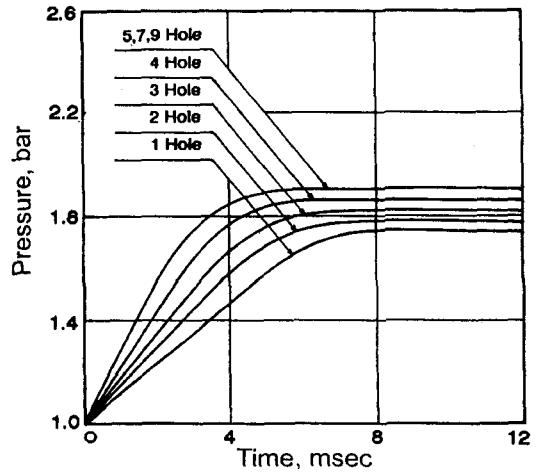


그림 11 분사공 수에 따른 압력상승곡선

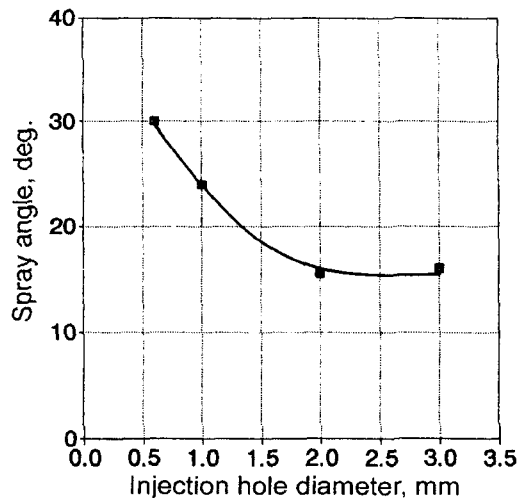
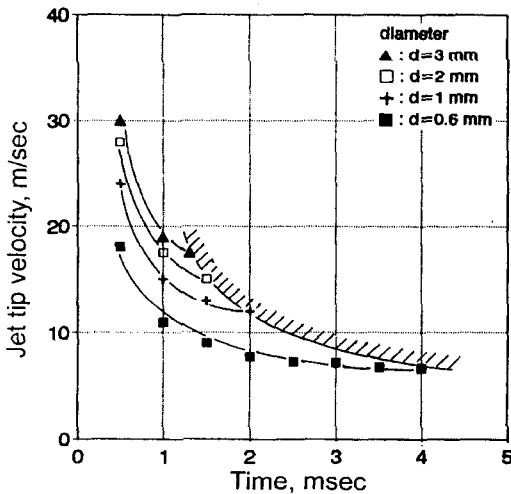


그림 12 분사공의 크기에 따른 분출속도 및 분사각

필요한 분사공의 수는 최소한 7개 이상이다.

적정분사구 형상 : 상기의 결과를 바탕으로 3종류의 분사

구형상을 제시하여 혼합과정을 가시화 결과, 그림 12와 같이 분사구 중심에 한 개의 분출공과 중심축에서 30° 및 60° 방향에 있는 두 원주상에 분출공

이 8개 있는 9공형의 분사구 형상이 혼합에 가장 적정함이 보여졌다. 9공형에서 분출류가 벽면에 충돌하여 온 용기내에 확산되는 시기는 약 4ms 정도로

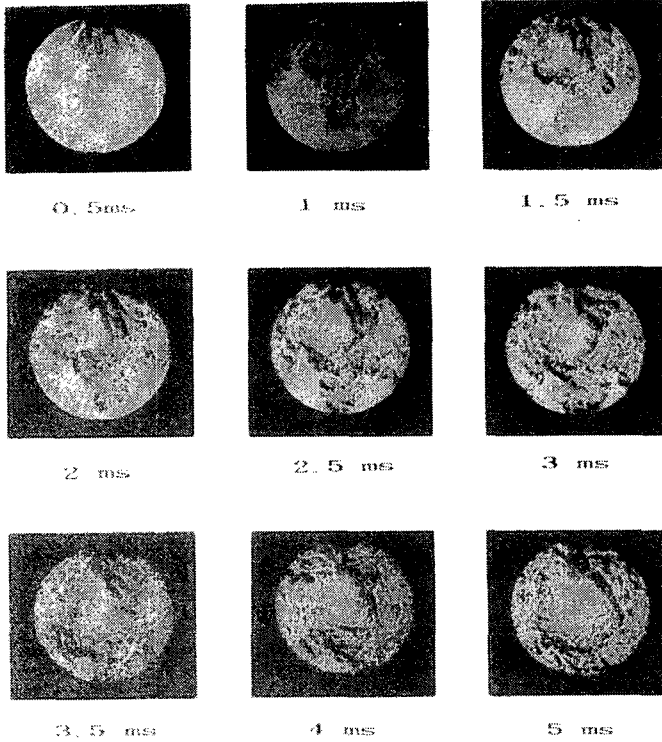


그림 13 9공형 분사구 형상의 수소-공기 혼합과정

서 전술한 전개형보다 빠르다.

새로이 제시된 9공형의 분사구 형상을 수소기관에 장착한 경우의 사이클 변동을 나타낸 것이 그림 13이다. 9공형을 사용한 경우 기관의 사이클 변동치 COV는 전개형에 비해 약 30%정도 감소하는 것을 나타낸다. 그러나 가솔린 기관의 경우 보다 일부 영역에서 사이클 변동이 큰 것을 보면, 보다 더 혼합에 유리한 분사구 형상이 있거나, 또는 직접분사

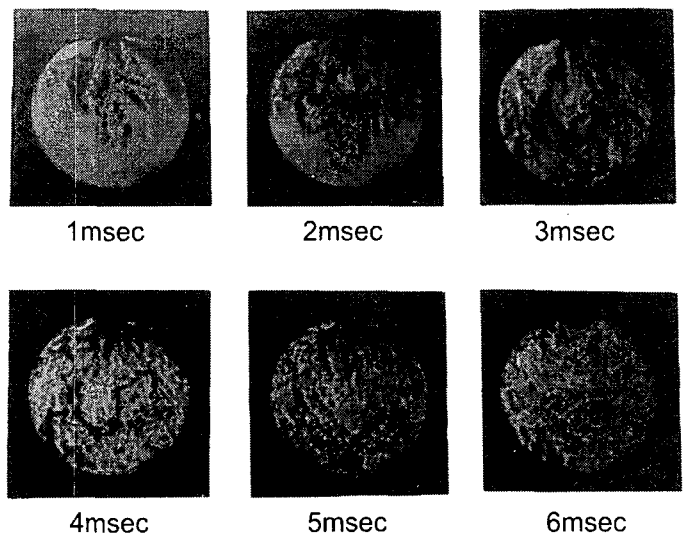


그림 14 9공형 분사구의 CNG-공기 혼합과정

식 가스기관의 사이클이 예혼합기관보다 큰 것이 아닌가 생각된다.

그림 14는 상기의 9공형 분사구로 천연가스를 분사한 경우의 혼합과정을 가시화한 결과이다. 천연가스의 밀도가 수소보다 큰 것에 기인하여 분출류가 온 용기내에 확산되는 시기는 약 3ms정도로 수소의 경우보다 빠르다. 분출된 천연가스가 공기와 혼합되는 과정은 수소를 사용한 경우와 전반적으로 유사하며, 이는 수소기관 개발의 결과를 직접분사식 천연가스기관에 응용될 수 있음을 나타내는 것이다.

3.3 점화장치

점화장치의 분류 : 천연가스 및 수소가스는 자기착화온도가 높으므로 압축후기 직접분사식기관이라 하여도 강제착화를 위한 점화장치가 필요하다. 점화장치는 스파크점화 및 glow점화가 일반적이다. 경유 파이프롯 분사에 의한 점화보조방식이 있으나 가스 전소기관이 아닌 다중연료기관에 해당한다.

가스연료는 점화에너지가 아주 작아 압축초기 직접분사식인 경우 통상의 스파크점화장치를 그대로 사용할 수 있다. 단지 수소연료를 사용하는 경우 단열화염온도가 높아 점화플러그 전극이 용착되는 현상

이 보고 된 바 있다.

압축후기 직접분사식 가스기관의 점화장치는 glow점화 및 스파크점화가 제시되고 있다. Glow점화는 항시 가열된 고온의 열막에 가스연료를 분사시켜 점화하는 방식이다. 열막에 분출된 가스의 점화지연기간을 감소시키기 위해서는 열막의 온도를 높여야 한다. 그림 15에 나타난 바와 같이 열면온도가 높을수록 점화지연기간이 감소되며, 수소연료의 경우 열면온도가 900℃ 이상인 것이 이상적이나 glow플러그의 내구성 향상이 요구된다.

Glow점화는 공급전류가 크며 분사밸브의 기밀성이 악화된 경우 조기착화와 같은 이상연소가 발생된다. 스파크 점화

는 상기 문제를 해결할 수 있으나 가연혼합기가 형성된 시기에 점화하지 않는 경우 실화가 발생된다. 분사시기와 점화시기와의 매칭이 관건이다.

잔류전하에 의한 이상방전

: 수소가스는 분자조성이 간단하여 화염내에 생성되는 이온량은 매우 작다. 이로 인해 스파크 점화시킨 경우 점화장치에서 발생된 고전압의 전하는 쉽게 방출되지 못하는 특성이 있다. 따라서 점화케이블등에는 고전압의 전하가 상당부분 잔류할 수 있는 가능성이 있다. 만약 이러한 잔류에너지가 흡입과정중에 이상방전되면 연소실내로 유입되는 신기를 착화시켜 조기착화가 발생하는 원인 될 수 있다¹⁵⁾.

그림 16은 직접분사식 수소기관에서 2차코일이 어스측에 연결되어 있지 않은 점화장치를 사용한 경우에 대한 점화파형 및 실린더내 압력을 나타낸다. 점화 파형으로부터 점상적인 스파크 방전이 있을 후 흡입과정중에 이상방전이 생기는 파형이 관찰된다. 압력파형은 이로 인해 흡입과정중의 신기가 조기착화되어 역화의 발생 원인이 될수 있다는 것을 보인다.

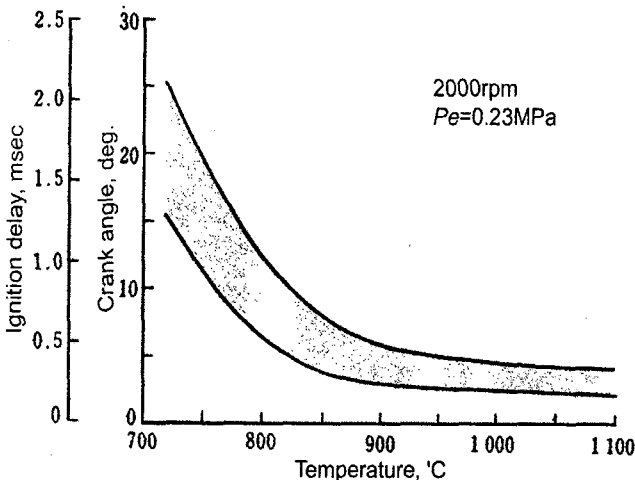


그림 15 수소기관의 열막온도에 대한 점화지연기간

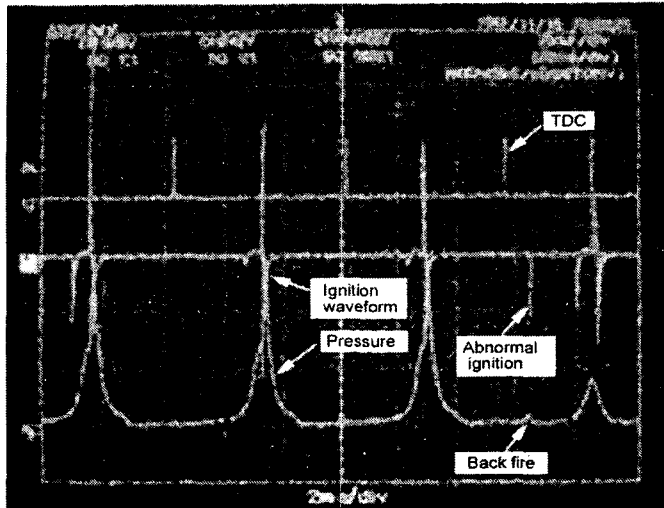


그림 16 수소기간에서의 이상방전에 의한 역화발생

점화장치의 2차코일이 어스측과 분리되면 고전압케이블 및 스파크 플러그와 함께 폐회로를 이루게 되어 잔류전하가 잔존한다. 따라서 잔류전하에 의한 이상방전을 억제하게 위해서는 2차코일이 어스되어 잔류전하를 외부로 쉽게 방출시킬 수 있는 점화장치를 사용하는 것이 바람직하다.

천연가스를 사용한 경우에도 연소실내 압력 증가, 스파크 플러그 에어갭 증가, 점화시각 지연 회박혼합기 등에 기인하여 플러그의 절연파괴요구전압이 증가되고, 이에따라 이상방전이 발생하여 역화가 발생하는 현상이 보고되고 있다¹⁶⁾.

4. 결론

국내외적으로 저배기공해 및 대체에너지 측면에서 천연가스기관의 사용이 적극적으로 추진되고 있다. 현재 개발되고 있는 천연가스기관은 흡기관내 공급식이 대부분이다. 대형디젤기관을 천연가스기관으로 개조하는 경우에도 흡기관 공급식을 채택하여 열효율이 저하되는 단점이 있다. 실린더내 직접분사식기관은 가스기관의 단점인 출력저하를 보완할 수 있고 후기 분사식 직접분사식 가스기관은 디젤기관수준의 열효율을 실현시킬 수 있다. 고출력 및 고효율

을 추구하는 기관개발의 추세를 고려하면 제4대 천연가스기관인 직접분사식기관의 연구는 필요하다고 생각된다. 이기관의 개발의 관건은 기밀성, 제어성 및 내구성이 우수한 분사밸브의 개발이 관건이다. 직접분사식 수소기관용 고압수소분사밸브 등은 큰 개조 없이 직접분사식 천연가스기관에 적용할 수 있는 요소기술이다. 직접분사식 수소기관개발의 연구를 아직 진행중이나 직접분사식 천연가스기관의 연구를 위하여 다소나마 직접분사식 수소기관개발의 연구결과가 활용되기를 기대한다.

참고문헌

1. Roy. Mayer, et al., "Development of a CNG Engine", SAE 910881, 1991
2. Yoshiyuki Ko, et al., "Research and Development of LNG Vehicle for Practical Use", SAE 920594, 1992
3. G.J. Waldon, A.I. Vasiliev, "Natural Gas for Vehicles", SAE 912558, 1991
4. 이종태, "수소기관의 개발현황 및 특성" 한국자동차공학회지, Vol.18, No.2, 1996.4. pp.29-52
5. *North American Comustion Handbook*, 2nd Edition, 1983
6. 백성호, 박재범, 김윤영, 이종태, "수소기관의 역화한계당량비 확장에 관한 연구", 한국수소에너지학회, 수소에너지학회지, Vol.8, No.3, 1997.9, pp.111-119
7. 김용태, 김지문, 이종태, 이성렬, "직접분사식 스파크점화 수소기관의 연소 및 성능특성에 관한 연구", 한국수소에너지학회 제3권 1호, 1992, pp.1-16
8. K.S. Varde and G. A. Frame, "Development of a High-Pressure Hydrogen Injection for SI Engine and Results of Engine Behavior", Int. J. Hydrogen Energy, Vol.10, No.11, 1985, pp.743-748
9. H. Hong, J. T. Lee, S. Y. 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. 169-174
10. J.M. Kim, Y.T. Kim, S.Y. Lee, J.T. Lee, "Performance Characteristics of Hydrogen Fueled Engine with the Direct Injection and Spark Igiton System", SAE 952498, 1995.10, pp.167-175
11. Shouichi Furuham, "Trend of Social Requirements and Technological Development of Hydrogen-fueled Automobiles", JSAE Rewiw, Vol.13, No.1, 1992, pp.4-13
12. C. A. MacCarley and W. D. Van Vorst, "Electronic Fuel Injection Techniques for Hydrogen Powered I.C. Engines", Int. J. Hydrogen Energy, Vol. 5, 1980, pp.179-203.
13. 김윤영, 안종윤, 이종태, "직접분사식 고압 수소분사밸브의 개발에 관한 연구", J. of the Korean Hydrogen Energy Society, Vol.11, No.3, 2000, pp.- 107-117
14. 홍흔, 이종태, 이성렬, "수소분사밸브의 분사구 형상 결정에 관한 실험적 연구", 한국자동차공학회, 춘계학술대회논문집(Ⅱ), 1992.6, pp.52-58
15. 김윤영, 류태호, 이종태, "수소기관의 이상점화에 의한 역화발생", 한국수소에너지학회, 춘계학술대회 초록집, 1998.5, pp.105-115
16. F. R. Zhang, K. Okamoto, F. Shoji, "Study on Mechanism of Backfire in Spark Ignition Nature Gas Engines", Energy technology research institute, Annual Technical Report Digest, Vol.8, 1998