

<논문> SAE NO. 933747

## 흡기관 분사 방식 수소 연료 기관의 성능 및 배출물에 관한 연구

### The Performance and Emission of the Intake Port Injection Type Hydrogen Fueled Engine

이 형 승,\* 이 석 재,\* 이 종 화\*\* 유 재 석\*\*\* 김 응 서\*\*\*\*  
H. S. Yi, S. J. Lee, J. H. Lee, J. S. Yoo, E. S. Kim,

#### ABSTRACT

Using the solenoid driven gas injection valve, Hydrogen fuel supply system was made. It was attached to a single cylinder research engine and intake port injection type hydrogen fueled S.I. engine was constructed. Engine performance, emission characteristics, and abnormal combustion were studied through the engine test performed with the variations of fuel-air equivalence ratio and spark timing.

Compared with gasoline, hydrogen burns so fast that cylinder peak pressure and temperature are higher and NO is emitted more at full load condition. In the case of intake port injection type engine,  $COV_{imep}$  becomes lower due to the well-mixing of air and fuel, and engine output is lower owing to the low volumetric efficiency. As fuel-air equivalence ratio goes up, the combustion speed increases, and  $COV_{imep}$  decreases. NO emission peaks slightly lean of stoichiometric. As spark timing advances and fuel-air equivalence ratio goes up, the cylinder peak pressure and temperature become higher, so abnormal combustions take place easily.

주요기술용어 : Hydrogen fueled engine(수소연료기관), Intake port injection system(흡기관 분사시스템), Fast burn, Flash-back(플래쉬 백)

#### 기 호 설 명

$COV_{imep}$ : 도시 평균 유효 압력의 변동 계수	$\eta_i$ : 도시 열효율
$IMEP$ : 도시 평균 유효 압력	$\eta_b$ : 제동 열효율
$P_{max}$ : 연소실 최고 압력	$\Delta\theta_a$ : 화염 발달 기간(전기 점화후 연료의 10%가 연소되기까지의 기간)
$\phi$ : 연료-공기 당량비	$\Delta\theta_b$ : 주 연소 기간(연료의 10%부터 90%가 연소되는데 소요된 기간)
$\eta_v$ : 체적 효율	

\* 서울대학교 대학원 기계공학과

\*\* 서울대학교 정밀기계설계공동연구소

\*\*\* 아주대학교 기계공학과

\*\*\*\* 서울대학교 기계공학과

### 1. 서 론

수소는 내연 기관의 연료로 2가지 방법으로 공급될 수 있다. 하나는 수소를 흡기관에 공급하여 공기와 혼합된 형태로 연소실내에 공급하는 방식이고, 다른 하나는 고압의 수소를 직접 연소실에 분사하는 방식이다.<sup>1,2,3)</sup>

예혼합 형태의 수소와 공기를 흡기관에 공급하는 방식의 경우 기관 출력이 감소되고, 이상 연소를 일으킬 가능성이 있으나, 장치의 제작이 간단하고 기존 기관에 쉽게 적용할 수 있어서 이에 관하여 많은 연구가 이루어지고 있다.

<sup>4,5,6)</sup> 연소실 직접 분사 방식은 흡기관 분사 방식에 비해서 출력이 크고, 역화가 일어나지 않는 장점을 지니고 있으나,<sup>7)</sup> 수소 분사 장치 설계와 제작의 어려움, 그리고 수소 분사 밸브의 재질로 인한 내구성 등의 문제로 단기간에 실용화되기는 힘들 것으로 보인다. 따라서 솔레노이드로 구동되는 가스 분사 밸브를 이용하여, 장치가 간단하고 쉽게 실용화될 수 있는 흡기관 분사 방식의 수소 연료 공급 장치를 제작하였다. 그리고 이를 연구용 단기통 기관에 장착하여 수소 연료 기관을 구성하였으며, 기관 성능과 배출물 특성, 그리고 흡기관 분사 방식 수소 연료 기관의 가장 큰 문제인 이상 연소(abnormal combustion)에 관하여 연구하였다.

### 2. 실험 장치 및 방법

실험 장치는 연구용 단기통 기관과 기관 동력계, 연료 공급 장치와 유량 측정 장치, 연소실 압력 측정 장치, 배기 가스 분석기, 그리고 기타 특정 장치로 이루어 지며, Fig.1은 실험 장치의 개략도이다.

실린더 직경 85mm, 피스톤 행정 86mm, 배기 체적 0.488dm<sup>3</sup>, 압축비 8.5의 연구용 단기통 기관이 실험에 사용되었다. 기관의 출력을 측정하며 제어하기 위한 기관 동력계는 수냉식 와전류 제동형으로 최대 흡수 마력 22kW, 최대흡수 회전 속도 7000rpm이다.

수소는 12MPa의 고압 용기로부터 공급되며,

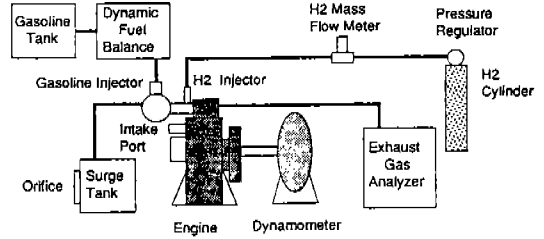


Fig.1 Schematic diagram of intake port injection type hydrogen fueled engine

압력 조절기에서 1.0~1.5MPa의 일정한 분사 압력으로 조절된 뒤, 0.5mm 메시의 필터를 거쳐 수소 유량 측정기와 체크 밸브를 지나 흡기관에 설치되어 있는 수소 분사 밸브로 공급된다.

수소 분사 제어기는 캠축에 설치되어 있는 마그네틱 픽업(magnetic pick-up)으로부터 신호를 받아 증폭하고 정형한 뒤 수소 분사 밸브의 솔레노이드에 구동신호를 보내는데, 마그네틱 픽업 신호로부터 분사 시작까지의 지연 시간과 분사 지속 시간을 저항과 콘덴서의 용량에 의해서 조절할 수 있다. 마그네틱 픽업에서의 신호는 연소실내 가스 교환 과정 상사점에서 발생된다.

기관에 공급되는 수소는 비교적 고압이며 유량이 크고 또 그 유량의 변동이 크므로 열식 질량 유량계(thermal mass flow meter)를 사용하여 유량을 측정하였다.

수소 분사 밸브의 솔레노이드 구동 신호를 상사점 신호와 함께 오실로스코프로 확인하여 수소 분사가 배기 밸브가 닫힌 뒤 흡기 밸브가 열려 있는 동안에만 이루어 지도록 분사 시기를 조절하였다.

압전형 압력 변환기로 측정된 연소실 압력 신호를 Eyzat와 Guibet의 방법으로 처리하여 질량 연소율과 열 발생률을 계산하였다.<sup>9,10)</sup>

### 3. 결과 및 검토

기관 속도 1500rpm, 공기 연료 당량비  $\phi=1.0$ , 점화 시기 MBT, 스로틀 개도 WOT(Wide Open Throttle) 등으로 기관 실험 조건을 같게 하여 수소와 가솔린으로 동일한 기관에서 운전한 후

Table 1 Comparison of experimental results fueled with hydrogen and gasoline (1500rpm, MBT, WOT,  $\phi=1$ )

Items	Hydrogen	Gasoline
MBT(BTDC deg.)	5	20
Volumetric efficiency, $\eta_v$ (%)	59.7	86.7
IMEP(MPa)	0.920	1.137
Indicated thermal efficiency, $\eta_i$ (%)	36.7	35.8
COV <sub>imep</sub> (%)	0.71	1.58
Cylinder maximum pressure, P <sub>max</sub> (MPa/ATDC deg.)	5.08	3.92
Flame developing angle, $\Delta\theta_a$ (CA)	7.6	23.1
Rapid burning angle, $\Delta\theta_r$ (CA)	8.9	27.9
NO(ppm/kW)	873	378

기관 성능과 연소실내 압력, 그리고 배기가스를 측정하여 비교 검토하였다. 비교 결과는 Table 1과 같다.

수소와 가솔린으로 기관을 운전하여 비교한 결과 가장 확연한 차이는 수소의 급속 연소로, 이로 인하여 수소의 연소 과정은 전기 점화 기관에서 이상으로 생각하는 정적 연소에 가깝다. Fig2의 질량 연소를 선도에서 볼 수 있듯이 수소는 화염 발달 기간과 주 연소 기간을 더한 전체 연소 기간이 크랭크 각도 16.5°이나 가솔린은 51.0°로, 수소가 3배 이상 연소가 빨리 일어났다. Fig.3의 열발생률 선도를 비교해보면 수소의 열발생은 TDC에서 급격해지기 시작해서 ATDC 15° 정도에서 대부분의 열발생이 끝나나 가솔린은 열발생률 선도가 매우 완만하며 최고점의 열발생률 크기도 작다.

수소의 경우 연소실내 압력이 급격히 상승하여 연소실 최고 압력이 가솔린에 비해 상당히 크게 된다. 이는 수소의 짧은 점화 지연 시간과 급격한 연소때문에 점화 시기를 지각시켜야 하므로 점화 시기가 가솔린의 경우보다 TDC에 보다 접근하기 때문이다. 가솔린의 연소실 최고 압력은 3.92 MPa이나 수소의 경우는 5.08MPa에 달하고 있다.

WOT, 전부하 조건에서의 이러한 수소의 경향은 연소실의 온도가 가솔린 경우보다 높게 되어 고온 조건에서 생성되는 NO의 발생량이 많을

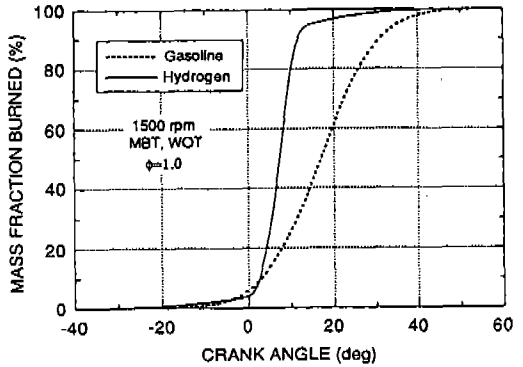


Fig.2 Comparison of mass fraction burned diagrams fueled with hydrogen and gasoline (1500rpm, MBT, WOT,  $\phi=1.0$ )

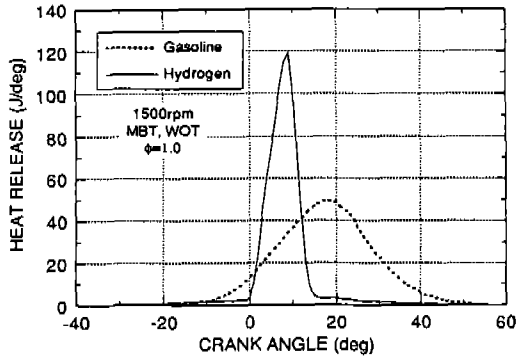


Fig.3 Comparison of heat release rate diagrams fueled with hydrogen and gasoline (1500 rpm, MBT, WOT,  $\phi=1.0$ )

것을 예측하게 하는데 실제 측정 결과 수소는 873ppm/kW의 NO가 측정되었으며, 가솔린의 경우에는 378ppm/kW로 2.3배 가량 많은 양의 NO가 발생하였다.

Figure 4의 p-V선도에서 볼 수 있는 것과 동일한 기관의 경우에도 WOT, 전부하 조건에서 흡기관 분사 수소 기관의 경우, 출력이 도시 평균 유효 압력을 기준으로 수소가 0.920MPa, 가솔린이 1.137MPa로, 가솔린의 80.9%로 떨어진다. 흡기관 분사의 경우 연료와 흡입 공기가 혼합된 뒤 연소실에 유입되므로 공급되는 연료만큼 흡입 공기의 양이 줄어들어 출력이 감소하게 된다. 수소의 경우는 밀도가 작고, 이론 연료-공기 당량비가 크므로 이로 인한 체적 효율의 감소와 출력의 감소가 다른 연료보다 특히 크다. 체적 효율은 수소가 59.7%, 가솔린이 86.7%로 가솔린의 약 68.9%이다. 기관의 출력이 작은 이유중 또 다른 하나는 수소의 경우  $\phi=1.0$ 에서 연소후 물수가 15%가량 감소하는데 비해서 가솔린의 경우에는 5%가량 물수가 증가하므로, 팽창과정에서 수소의 연소실 압력이 상대적으로 작으므로 출력이 줄어들게 된다.

도시 열효율을 비교해보면 실험 결과 수소와 가솔린이 각각 36.7%와 35.8%로 별다른 차이를 보이지 않고 있다. 일반적으로 수소 연료 기관의 경우 가솔린보다 열효율이 높은 것으로 알려져 있는데, 이는 수소가 급격히 연소하며, 수소의 자발화 온도는 858K인데 가솔린의 경우 501~744K이므로 수소의 압축비를 높일 수 있고,<sup>8)</sup> 또한 희박 연소가 가능하므로 이에 따라서 효율이 증가하게 된다. 같은 압축비와 동일한 공연비에 대해서 실험한 결과 열효율에 큰 차이가 없었다. 이는 수소의 경우 급격한 연소로 인하여 연소실이 가솔린에 비해 고온으로 유지되므로 냉각 손실이 커져 오히려 열효율이 낮아질 수도 있음을 보여 준다.

흡기관 수소 분사의 경우 가솔린에 비해서 사이클 변화의 양이 상당히 적은 것으로 실험 결과 나타났다. 이는 흡기관 수소 분사의 경우 수소의 확산성이 우수하여 공기와 연료의 혼합이 보다 좋으므로 연소실 흡입후 연소실 내 혼합기의 상

태가 균일하게 되고 이에 따라서 사이클 변화량을 나타내는 COV가 작게 된다. 수소의 경우  $COV_{imep}$ 가 0.71% 이었으며 가솔린의 경우는 1.58%이었다. Fig.5는 도시 평균 유효 압력의 편차가 작음을 보인다.

수소 연료 기관의 가장 큰 특징의 하나는 넓은 공연비 범위에서 운전이 가능하다는 점이다. 수소의 가연 한계는 상온에서 연료 대 공기의 부피 기준으로 4~75%로 가솔린의 1~7.6%에 비하여 매우 넓다.<sup>2,8)</sup> 따라서 기관 운전의 공연비 범위도 매우 넓는데 이러한 특징으로 수소의 희박 연소가 가능하여 WOT에서 공연비 변화만으로 부하의 제어가 가능하다.

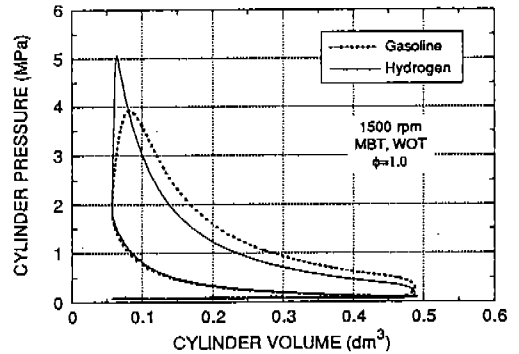


Fig.4 Comparison of cylinder pressure-volume diagrams fueled with hydrogen and gasoline(1500rpm, MBT, WOT,  $\phi=1.0$ )

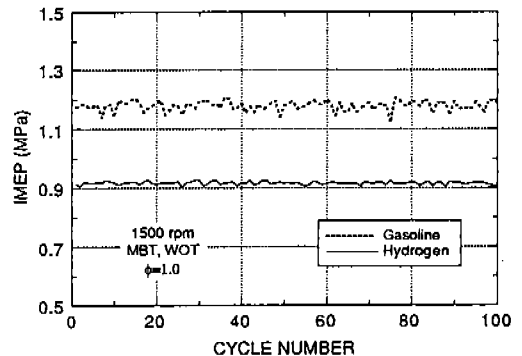


Fig.5 Comparison of imep-cycle diagrams fueled with hydrogen and gasoline(1500 rpm, MBT, WOT,  $\phi=1.0$ )

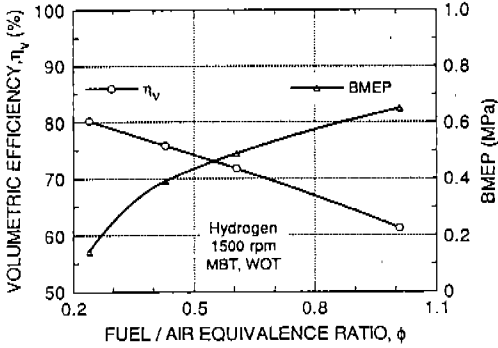


Fig.6 Volumetric efficiency and bmep with the variation of fuel-air equivalence ratio(hydrogen, 1500rpm, MBT, WOT)

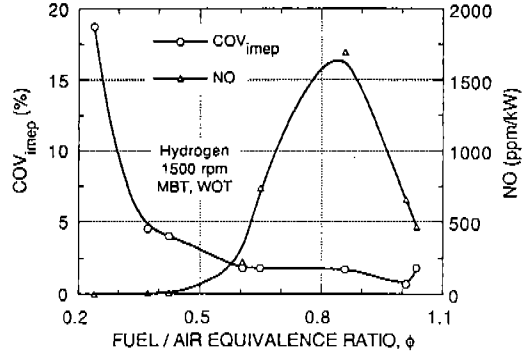


Fig.7 COV<sub>imep</sub> and NO concentration with the variation of fuel-air equivalence ratio(hydrogen, 1500rpm, MBT, WOR)

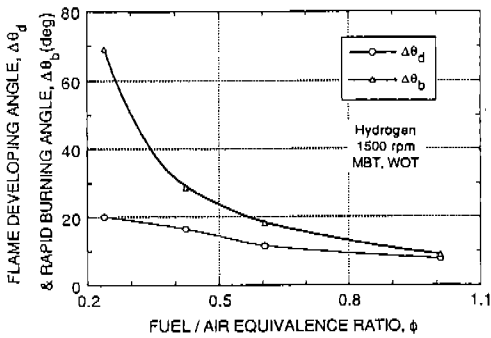


Fig.8 Flame developing angle and rapid burning angle with the variation of fuel-air equivalence ratio(hydrogen, 1500rpm, MBT, WOT)

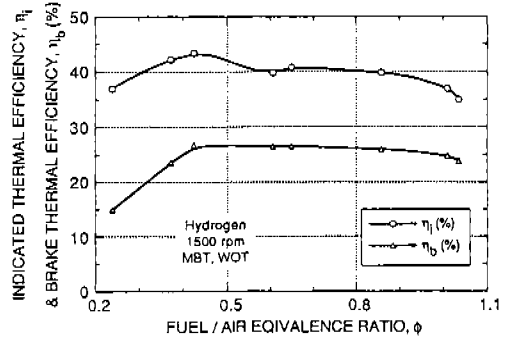


Fig.9 Indicated thermal efficiency and brake thermal efficiency with the variation of fuel-air equivalence ratio(hydrogen, 1500 rpm, MBT, WOT)

Figure 6,7,8,9는 1500rpm, MBT, WOT에서 수소 공급량 변화에 의한 공연비 변화에 따른 기관 실험 결과이다. 실험은  $\phi=0.24$ 부터 1.1까지 실시되었는데  $\phi$ 가 커질수록 체적 효율, COV<sub>imep</sub>, 연소 기간은 줄어들며, NO와 도시 열효율은 증가하다가 일정  $\phi$  이후에서는 감소하며, 제동 열 효율도 유사한 경향을 보이고 있다. 또한 화염 발달 기간과 주 연소 기간, 모두 줄어들어 전체 연소 기간 역시 줄어들고 있다.

사이클 변화는  $\phi$ 가 이론 당량비에 접근할수록 실린더 내에 균일한 혼합기가 공급되므로 이에 따라서 사이클 변화가 줄어든다. Fig.10은 여러

가지  $\phi$ 에서 도시 평균 유효 압력의 변화를 나타내며,  $\phi=0.244$ 에서 COV<sub>imep</sub>가 18.5%로 운전 상태가 매우 불안정하다. 수소의 경우에도  $\phi$ 가 낮은 저부하 영역에서는 흡입 공기량을 조절하여  $\phi$ 를 일정 값이상 유지해야할 필요가 있다.

Figure 11은  $\phi$  변화에 대한 압력 선도를 나타낸 것으로서,  $\phi$ 가 증가할수록 실린더내의 최고 압력이 증가하여 연소실의 온도가 높게 되므로, NO의 양 또한 증가하게 된다. Fig.7에서 보듯이,  $\phi$  증가에 따른 NO의 증가는  $\phi=0.9$ 에 접근할수록 매우 급격해지며, NO는  $\phi=0.9$ 에서 가장 많이 배출된다.

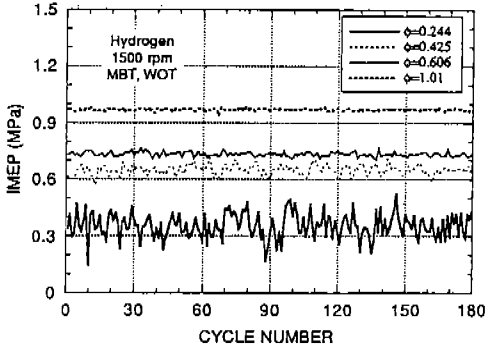


Fig.10 Imep-cycle diagrams with various fuel-air equivalence ratios(hydrogen, 1500 rpm, MBT, WOT)

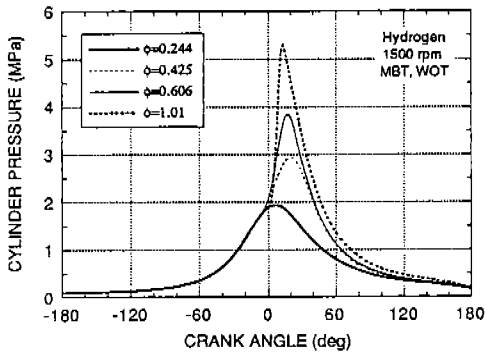


Fig.11 Cylinder pressures with various fuel-air equivalence ratios(hydrogen, 1500rpm, MBT, WOT)

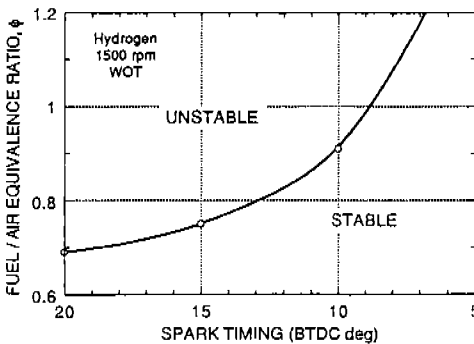


Fig.12 Stable engine operation range with respect to fuel-air equivalence ratio and spark timing(hydrogen, 1500rpm, WOT)

Figure 12는 1500rpm, WOT에서 점화 시기를 변화시키면서 이에 따른, 역화가 발생하지 않는 연료 농후 안정 운전 한계를 알아 본 실험 결과이다. 이 실험에서는 점화 시기를 BTDC 5°부터 20°까지 변화시켰다. 그 결과 점화 시기에 따라서 안정 운전 범위가 달라지는 것을 알 수 있다 즉 점화 시기가 진각될수록 안정 운전 범위가 줄어들게 된다. BTDC 5°에서는  $\phi$  전 영역에서 역화가 발생하지 않았으나, BTDC 10°에서는  $\phi=0.91$  이상에서 역화가 발생하였으며 BTDC 15°에서는  $\phi=0.75$  이상에서, BTDC 20°에서는  $\phi=0.69$  이상에서 역화가 발생하였다. 이러한 역화로 인하여 기관의 안정 운전 범위가 제한받게된다. 이러한 경향이 나타나는 이유는 점화 시기가 진각됨에 따라서 연소실내 최고 압력이 점차 증가하게 되어 연소실에 남아있는 잔류 가스의 온도가 높아지고, 열점이 형성됨에 따라 이로 인하여 흡기관에 남아있는 혼합기에 점화되어 일어나기 때문이다. 역화는 연소실내에 공급되는 혼합기가 농후할수록, 그리고 점화시기가 빠를수록 더욱 잘 일어난다.

#### 4. 결 론

- 1) 전부하 조건에서 수소는 가솔린에 비하여 연소 속도가 빠르므로, 열 발생률이 크고 연소실 최고 압력과 온도가 높아 NO 배출량이 크다.
- 2) 흡기관 분사 방식 수소 연료 기관은 가솔린 연료 기관에 비하여 연료와 공기의 혼합이 우수하여  $COV_{imep}$ 는 작고, 또한 체적 효율이 낮아 출력이 감소된다.
- 3) 수소 연료 기관은  $\phi=0.24$ 에서 1.1까지의 범위에서 운전이 가능하므로, WOT에서 공연비의 제어만으로 부하의 조절이 가능하다.
- 4)  $\phi$ 가 증가할수록 균일한 혼합기가 형성되므로  $COV_{imep}$ 가 감소하고, 연소 속도가 빨라져 NO 배출량이 점차 증가하여  $\phi=0.9$  부근에서 최고값을 보인 뒤 감소한다.
- 5) 점화 시기가 진각되거나  $\phi$ 가 커질수록 연소실내 최고 압력과 온도가 상승하여, 역화와 같은 이상 연소가 잘 일어난다.

## 참 고 문 헌

1. C. A. Kukkonen, "Hydrogen as an Alternative Automotive Fuel," *SAE Paper* 810349, 1941.
2. M. A. DeLuchi, "Hydrogen Vehicles : An Evaluation of fuel storage, Performance, Safety, Environmental Impacts, and Cost," *Int. J. Hydrogen energy*, Vol. 14, No.2, 1989.
3. L. M. Das, "Hydrogen Engines : A View of the Past and a Look into the Future," *Int. J. Hydrogen Energy*, Vol. 15, No.6, 1990
4. K. C. Strebige and W. Waytulouis, "The Bureau of Mines Hydrogen Powered Mine Vehicle," *SAE Paper* 871678, 1987.
5. H. B. Mathur and L. M. Das, "Performance Characteristics of a Hydrogen Fueled S. I. Engine Using Timed Manifold Injection," *Int. J. Hydrogen Energy*, Vol.16, No.2, 1991.
6. B. Nagalingam, M. Dubel, and K. Schmillen, "Performance of the Supercharged Spark Ignition Hydrogen Engine," *SAE Paper* 831688, 1983.
7. S. Furuhashi and Y. Kobayashi, "Hydrogen Cars with LH2-Tank, LH2-Pump and Cold GH2- Injection Two-Stroke Engine," *SAE Paper* 820349, 1982.
8. T. Petkov, T. N. Veziroglu and J. W. Sheffield, "An Outlook of Hydrogen as an Automotive Fuel," *Int. J. Hydrogen Energy*, Vol.14, No.7, 1989.
9. P. Eyzat and J. C. Guibet, "A New Look at Nitrogen Oxide Formation in Internal Combustion Engines," *SAE Trans.*, Vol.77, 1968.
10. D. R. Lancaster, R. B. Kreiger, and J. H. Liensch, "Measurement and Analysis of Engine Pressure Data," *SAE Paper* 750026, 1975.