

수소기관의 역화한계당량비 확장에 관한 연구

백성호, 박재범, 김윤영, 이종태

성균관대학교 기계공학과
수원시 장안구 천천동 300, 440-746

A Study on Expansion of Back Fire Limit Equivalence Ratio of the Hydrogen Fueled Engine

Sung Ho Paik, Jae Bum Park, Yun Young Kim, Jong Tae Lee

Department of Mechanical Engineering, SungKyunKwan University
300, Chunchundong Suwon, 440-746, Korea

Abstract

In this study, feasibility of expansion of BFL equivalence ratio are examined with change of injection location of hydrogen gas in intake pipe, coolant temperature, spark timing and amount of residual gas. As the results, BFL equivalence ratio is increased when injection location has some distance from intake valve. And it is decreased in accordance with increasing of coolant temperature and advance of spark timing. The amount of residual gas has little effect on BFL equivalence ratio.

1. 서론

흡기관분사식 수소기관은 구조가 간단하며 열효율이 높은 장점이 있다. 그러나 역화발생으로 인하여 고부하영역에서의 운전이 불가능하므로 수소기관 실용화의 관건인 고출력 및 고효율을 동시에 달성하기 힘들다. 그러므로 흡기관분사방식 수소기관을 실용화하기 위해서는 역화발생의 억제책이 강구되어야 한다. 또한 전운전영역에서 고출력 및 고효율을 동시에 달성하기 위해 제시된 이중분사식 수소기관의 효율을 향상시키기 위해서는 역화가 발생되는 연료공기비, 즉 역화한계당량비를 확장시켜 가능한 흡기관분사방식으로 운전하는 범위를 넓히는 것이 바람직하다.

역화는 정상적인 스파크가 튀기전 연소실내 형성된 모종의 착화원에 의해 혼합기가 조기착화되어 흡기관내로 화염이 역류하는데 기인한다⁽¹⁻⁴⁾. 착화원으로는 기관의 온도가 높아져 스파크플러그 선단 및 soot와 같은 deposit가 열점으로 되는데 기인한다는 것이 주된 견해이다⁽⁵⁻⁸⁾. 이러한 견해로부터 역화를 억제하기 위하여 냉각수 온도의 감소 및 흡기관내의 물분사 등의 방법으로 연소실내의 온도를 낮추는 방법이 검토되고 있다.

그런데, 저자들의 수소기관 연구중 냉시동시에도 농후혼합기를 공급하는 즉시 역화가 발생하는 현상이 일어났다⁽⁹⁻¹⁰⁾. 이와같이, 기관온도가 높지 않은데도 역화가 발생하는 것을 보면, 고온의 잔류가스가 착화원으로 작용할 가능성이 있다. 또한 수소가스의 분사위치는 흡기관으로 부터의 열전달과 혼합기의 균질도 변화 등에 의해 역화발생에 영향을 미칠 수 있다고 생각된다.

따라서, 본 연구에서는 역화발생에 영향을 주는 인자로 생각되는 분사위치, 냉각수온도, 점화시기 및 잔류가스를 대상으로 수소기관의 역화한계당량비의 확장가능성을 검토하였다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 1에 수소 기관의 개략도를 나타낸다. 수소기관은 Table 1과 같이 433cc, 압축비 5인 단기통 농공용 공냉식 기관을 수냉식 기관으로 개조한 흡기관분사식 스파크점화 수소기관이다. 흡기관내

Table 1 Specification of test engine

Engine type	4 stroke L-head type
Number of cylinder	1
Cooling type	Water cooling
Ignition method	Spark ignition
Displacement volume	433cc
Compression ratio	5
Bore × Stroke	90mm × 68mm
Length of connecting rod	132mm

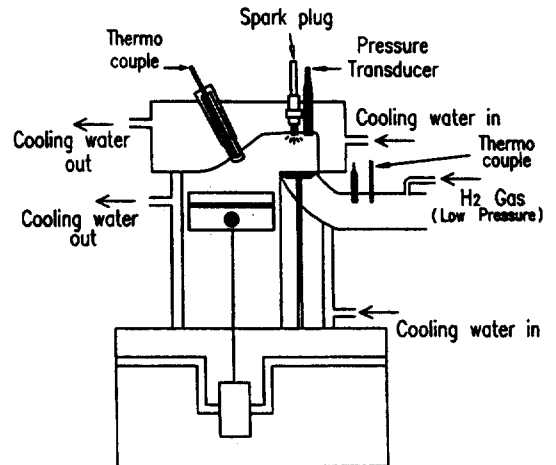


Fig. 1 Schematic diagram of hydrogen fueled engine with external mixture

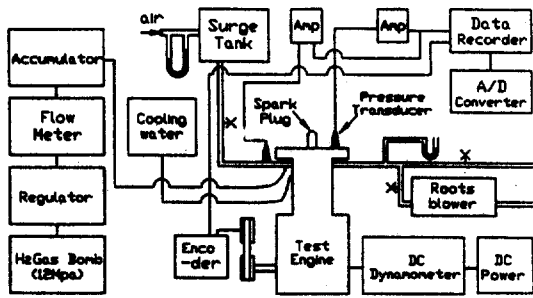


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

에는 기화기를 제거하고 내경 2.5mm의 수소공급관을 삽입하였다. 실린더헤드의 온도를 측정하기 위해 헤드 중심부에 thermocouple을 삽입하였다.

실험장치의 개략도를 Fig. 2에 나타낸다. 수소는 12Mpa로 충전된 고압수소병에서 부터 공급된다. 고압의 수소가스는 감압기에 의해 150kPa의 저압으로 감압되어, 병렬로 연결된 2개의 수소유량계(crown, 30 l/min)를 거쳐 흡기관내에 공급된다. 연소실내의 압력은 piezo type의 압력변환기에 의해 측정한다. 실린더헤드 및 실린더블럭의 냉각수출구에는 냉각수 온도를 조절하기 위해 유량조절밸브를 각각 설치하였다. 점화시기는 배전기에 부착되어있는 magnetic switch의 위치를 변화시켜 제어할 수 있도록 하였다. 배기관에는 연소실내 잔류가스량을 변화시키기 위해 roots blower를 병렬로 설치하였다. 배기관내의 압력은 수온마노미터로 측정한다. 배기계의 상세도는 Fig. 3과 같다.

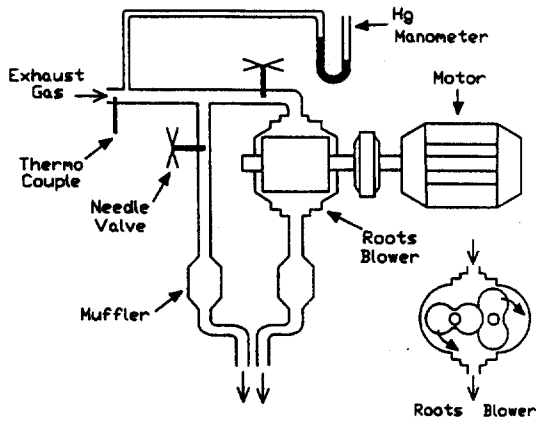


Fig. 3 Schematic diagram of exhaust system

각 실험변수에 대한 실험방법은 다음과 같다.

분사위치 변화 : 수소가스의 분사위치는 Fig. 4에 나타낸바와 같이 흡기밸브시스템의 중심으로부터 5mm, 70mm, 100mm 떨어진 3지점이다. 이후 이들의 분사위치를 각각 1, 2, 3번 분사위치라 칭한다. 상기 점화위치에 대해 기관회전속도를 1200rpm에서 2000rpm까지 단계적으로 변화시킨다. 이 경우 점화시키는 MBT이다.

냉각수온도 변화 : 실린더블럭과 실린더헤드의 냉각수 온도는 냉각수유량조절밸브를 사용하여 동일하게 40℃에서 70℃까지 10℃씩 단계적으로 증가시킨다. 이 경우 점화시키는 MBT로 한다.

점화시기 변화 : 점화시기는 magnetic switch의 위상각을 변화시켜 40° btdc부터 tdc까지 10°씩 단계적으로 지각시킨다. 이 경우 냉각수온도는 50℃로 유지한다.

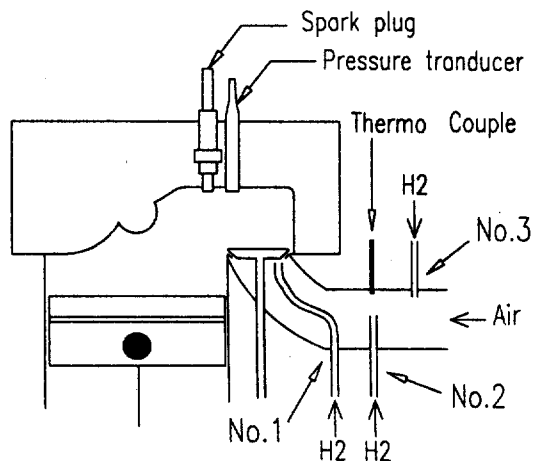


Fig. 4 Injection location of hydrogen gas in inlet port

잔류가스량 변화 : 잔류가스량의 변화는 배기압력의 변화에 의한 것이다. 배기압력은 roots blower와 자연배기관 전방에 각각 설치되어 있는 압력조절 밸브를 조절하여 761mmHg에서 716mmHg까지 단계적으로 15mmHg씩 변화시킨다. 이 경우 잔류가스의 감소에 의한 흡입공기량증가로 공급열량이 증가되는것을 억제하기 위하여 배기압력이 변화하여도 흡입공기량은 일정하게 유지한다. 이 때, 점화시기는 MBT, 냉각수온도는 50℃로 유지된다.

3. 역화발생 당량비의 확장

3.1 분사위치의 영향

Fig. 5에 분사위치의 변화에 대한 역화한계당량비를 각각의 기관회전속도에 대해 나타낸다. 역화한계당량비는 분사위치가 1번에서 3번으로, 즉, 흡기밸브에서 멀리 위치될수록 현저히 증가하며, 이

경향은 기관회전수가 변화하여도 모두 동일하다.

역화는 전술한 바와 같이 흡기관내의 가연혼합기가 조기착화된 화염에 의해 연소되는 것이다. 따라서, 흡기관내에 가연혼합기가 존재하는 공간을 가능한 작게 한다면 즉, 수소가스를 되도록 흡기밸브 부근에서 분사한다면, 역화한계당량비가 확장될 수 있으리라 예측된다. 그러나, 상기 결과는 이와는 상반된 결과를 나타낸다. 이것은 흡기밸브 부근에 있는 수소공기혼합기의 온도차이로서 설명될 수 있을 것이다.

수소가스의 열전달계수 및 열확산계수는 공기에 비교하여 매우 크다⁽¹¹⁾. 그러므로, 흡기밸브 근방에 분사하는 1번분사의 경우, 흡기밸브가 닫혀 있는 동안, 흡기밸브를 향하여 분사되는 수소가스는 고온의 흡기밸브로부터 쉽게 열전달이 이루어진다. 그러나, 흡기밸브로부터 원거리에서 분사하는 경우, 흡기밸브 가까이에는 열전달계수가 작은 공기가 적은 양의 수소가스와 혼합되어 있으므로,

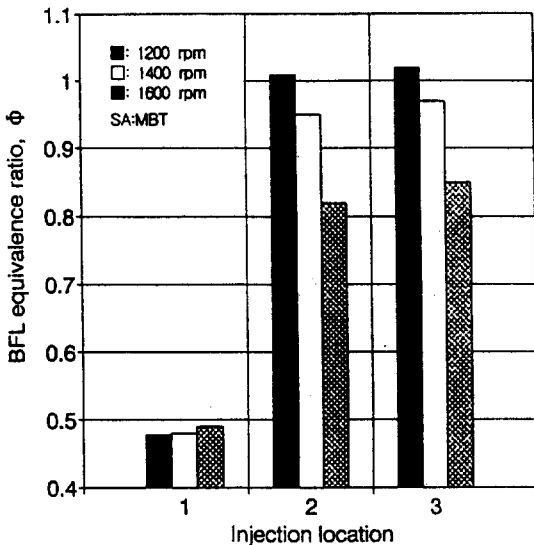


Fig. 5 BFL equivalence ratio as a function of injection location at each engine speed

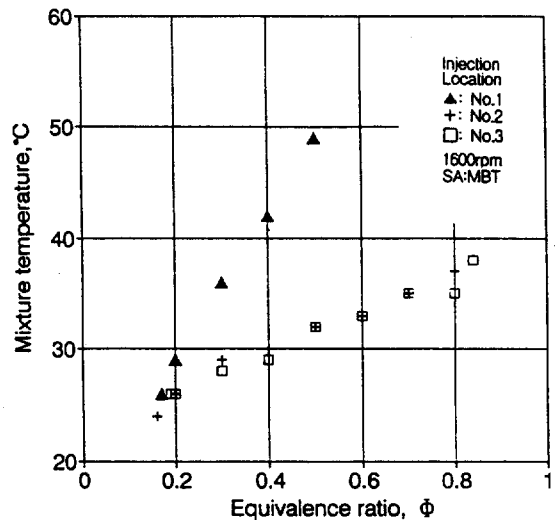


Fig. 6 Temperature of mixture as a function of equivalence ratio at each injection location

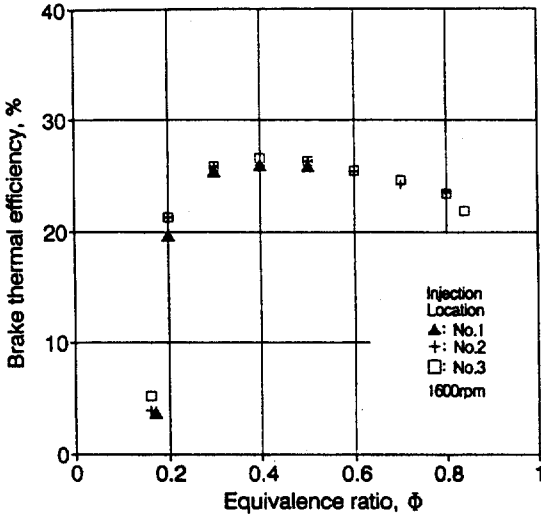


Fig. 7 Brake thermal efficiency as a function of equivalence ratio at each injection location

흡기밸브 전방의 온도는 Fig. 6에 나타난 바와 같이 흡기밸브 근방에서 분사하는 경우보다 낮아진다. 그리고 혼합기의 균질도도 약간 저하되리라 생각된다.

따라서, 1번분사의 경우 실린더내에 유입되는 고온의 혼합기는 열전달이 어려워 착화의 가능성이 높아진다. 반면에, 2, 3번분사의 경우 혼합기내부에서의 열전달이 활발히 이루어져 역화한계당량비는 증가되는 것으로 판단된다.

Fig. 7에 당량비변화에 대한 제동열효율을 각 분사위치에 대해서 나타낸다. 제동열효율은 1번에서 3번으로, 즉, 흡기밸브로부터 멀어질수록 높아진다. 이것은 수소가스가 넓은 공간에서 공기과 혼합되어 있어 균질도가 향상된데 기인하는 것으로 판단된다.

따라서, 흡기관내 연속분사시 분사위치는 흡기밸브로부터 가능한 먼거리에 있는 것이 바람직함을 알 수 있다.

그렇지만, 흡입과정중에만 수소가스를 분사하는

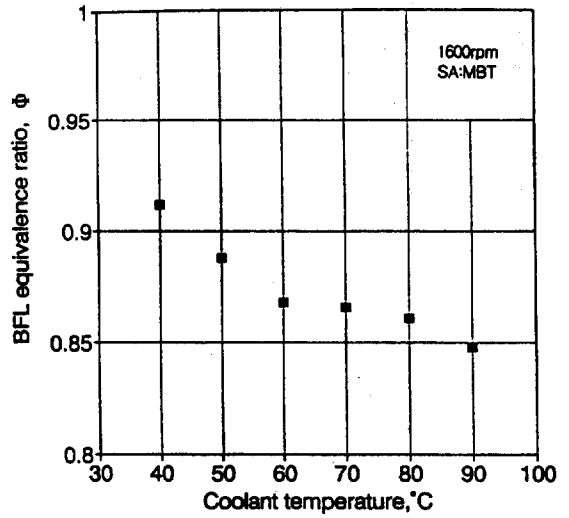


Fig. 8 BFL equivalence ratio at a function of coolant temperature

간헐분사방식은 수소가스가 흡기관내 잔류하지 않으므로 분사위치가 역화한계당량비에 미치는 영향은 그리 크지 않을 것으로 생각된다.

3.2 냉각수온도의 영향

Fig. 8에 냉각수온도의 변화에 대한 역화한계당량비 및 역화발생빈도를 나타낸다. 여기서 역화한계당량비는 역화가 발생하기 직전의 정상운전이 가능한 당량비로 정의하였으며, 측정값은 역화발생이후 수분동안에 발생한 횟수를 평균한 값이다.

냉각수 온도가 감소함에 따라 역화발생빈도는 감소하며, 역화한계당량비는 증가하는 경향을 나타낸다. 이것은 냉각수 온도의 감소에 따른 연소실 벽면온도의 감소로 열점과 같은 착화원의 형성이 지연되었기 때문으로 생각된다.

상기와 같은 역화한계당량비로 운전한 경우의 제동열효율과 토크를 각각의 냉각수 온도에 대해 나타낸 것이 Fig. 9이다. 냉각수온도가 감소함에

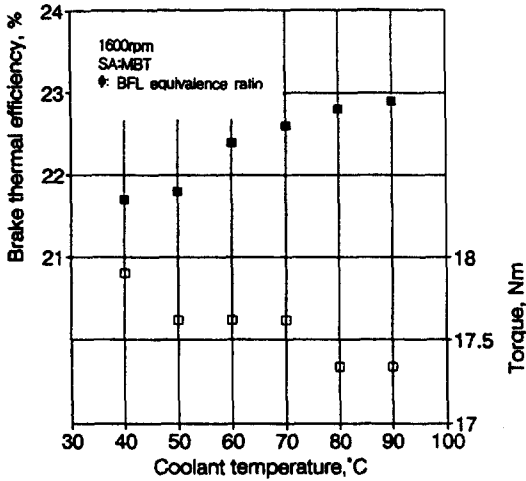


Fig. 9 Brake thermal efficiency and torque as a function of coolant temperature

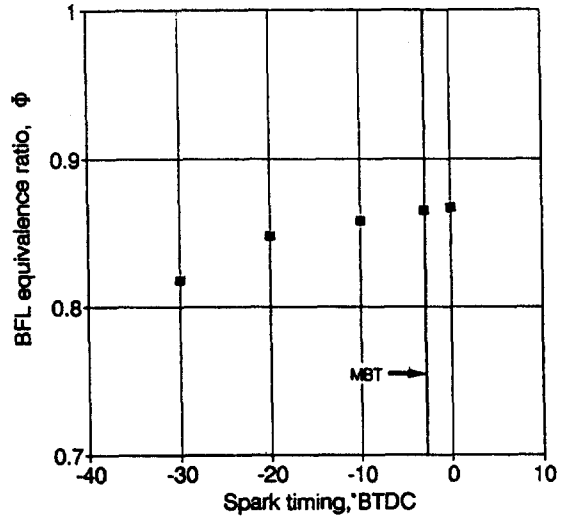


Fig. 10 BFL equivalence ratio as a function of spark timing at 1600rpm

따른 냉각손실의 증가에 의해 제동열효율은 감소하는 경향을 나타낸다. 그러나, 열효율을 직접분사식 수소기관의 경우와 비교하면 냉각수 온도 감소에 의해 열효율이 감소하더라도 열효율의 크기는 전반적으로 높은 수준을 유지하고 있다⁽¹²⁾. 한편, 토크는 냉각수 온도가 감소함에 따른 체적효율의 증가와 역화한계당량비의 증가로 인해 증가하는 경향이다.

상기 실험조건에서 냉각수온도를 약 90°C에서 40°C까지 50°C정도를 낮추는 경우, 역화한계당량비는 0.85에서 0.91까지 약 8% 확장되었다. 또한 열효율은 약 6% 정도 감소하지만, 토크는 약 3% 정도 증가하는 것이 보여졌다.

이와같이, 냉각수온도를 낮추면 열효율이 감소되지만, 흡기관분사식 수소기관의 열효율은 냉각수의 온도를 낮추어도 직접분사식 수소기관에 비해 높고, 역화한계당량비와 함께 토크도 증가되므로, 냉각수의 온도를 낮추어 주는 것이 바람직한 것으로 생각된다. 그러나, 냉각수온도의 감소범위

의 결정에는 부하, 기관회전수 및 연료공기비 등과 같은 운전조건들의 복합적인 영향이 고려되어야 한다.

3.3 점화시기의 영향

Fig. 10에 점화시기의 변화에 따른 역화한계당량비를 나타낸다. Fig.에서 보는 바와 같이 점화시기를 지각시킴에 따라 역화한계당량비는 전반적으로 증가하는 경향이다. 그러나, 최대토크가 발생하는 점화시기인 MBT보다 지각 시킨 경우 역화한계당량비의 확장폭은 그리 크지 않은 것을 나타내고 있다. 점화시기를 지각시킴에 따라 역화한계당량비가 증가하는 것은 점화시기진각에 따른 연소가스온도의 감소로 연소실 벽표면온도가 전반적으로 감소되었기 때문으로 생각된다.

점화시기 변화에 대한 제동열효율의 변화를 Fig. 11에 나타낸다. 주지의 사실과 마찬가지로 점화시기를 MBT보다 진각 또는 지각시킴에 따라

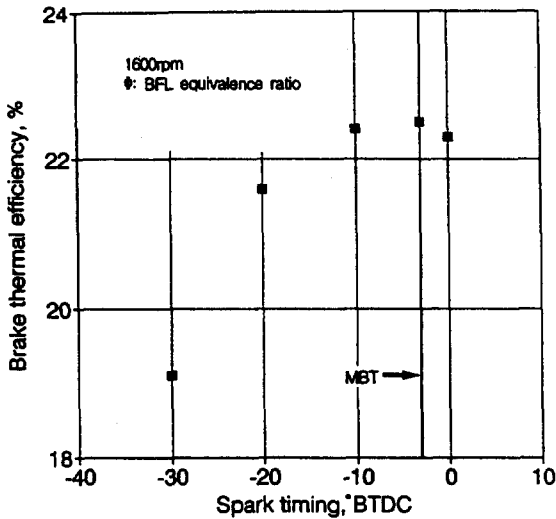


Fig. 11 Brake thermal efficiency and torque as a function of spark timing

제동열효율은 현저히 감소하는 것을 나타낸다. 점화시기를 MBT보다 30° 정도 진각시킨 경우 역화한계당량비는 약 6%정도 감소하며 동시에 열효율도 약 14%정도 감소하는 것이 보여졌다. 이와같이 점화시기를 MBT보다 진각시키면 역화한계당량비 및 열효율이 모두 감소하고, 진각시킨 경우 역화한계당량비의 확장폭이 미비한 것에 비하여 열효율의 감소가 현저하므로, 점화시기변화에 의한 역화한계당량비의 확장은 바람직하지 않은 것으로 생각된다.

3.4 잔류가스량의 영향

Fig. 12는 배기압력의 변화에 대한 역화한계 당량비를 각 기관회전속도에 대해서 나타낸 것이다. 배기압력은 연소실내의 잔류가스량을 변화시킴으로 배기압력변화를 잔류가스량의 변화로 볼 수 있다. 잔류가스량을 감소시키면 흡입공기량이 증가되어 공급열량이 증가된다. 이는 연소실의 온도를

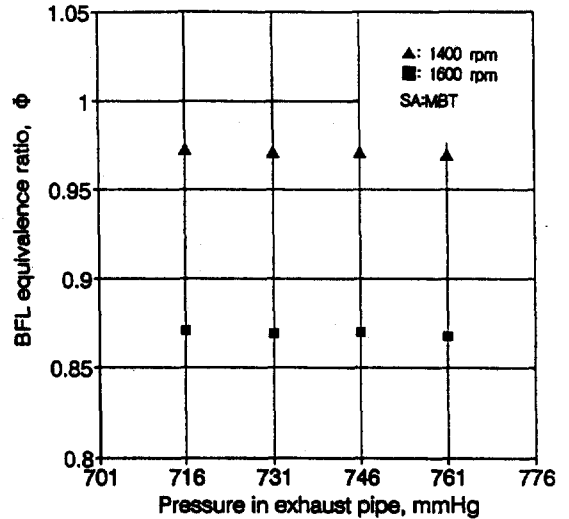


Fig. 12 BFL equivalence ratio as a function of pressure in exhaust pipe at each engine speed

상승시켜 역화의 원인이 될 수 있다. 따라서 잔류가스량이 감소하여도 공급열량을 동일하도록 각 당량비에 대한 흡입공기량을 적절히 조절하였다.

배기압력이 감소함에 따라 즉, 잔류가스량이 감소함에 따라 역화한계당량비는 미소하게 증가하는 경향이다. 그러나 그 크기는 매우 작으므로 거의 일정한 것으로 볼 수 있다. 이와같은 경향은 기관 회전속도가 변하여도 동일한 것을 나타낸다.

잔류가스량이 감소하는데 따라 역화한계당량비가 미소하게 증가하는 것은 신기에 의한 냉각효과의 향상으로 Fig. 13에 나타난 바와 같이 연소실 벽표면의 온도가 감소하는 데 기인한 것으로 생각된다.

전술한 바와 같이 기관의 시동시, 즉 기관이 충분히 가열되지 않은 상황에서도 역화가 발생되는 현상을 고온의 잔류가스에 의해 수소공기혼합기가 착화되는 데 기인하는 것이라 생각하였다. 그런데,

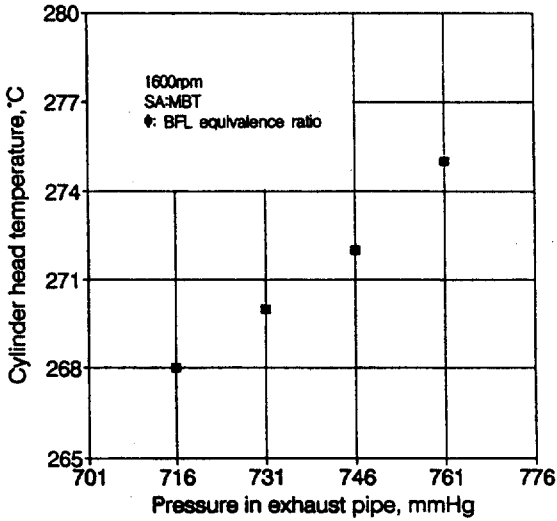


Fig. 13 Cylinder head temperature as a function of pressure in exhaust pipe

잔류가스량을 감소시켜도 역화한계당량비의 변화는 거의 없었으므로, 잔류가스가 역화에 미치는 영향은 그리 크지 않다고 판단된다. 그러나, 잔류가스에 의한 영향은 복잡적이므로 잔류가스가 역화에 미치는 영향에 대해서는 좀 더 상세한 해석이 필요하다.

4. 결론

실용가능한 고효율, 고효율의 수소기관을 개발하기 위한 기초단계로서 분사위치, 냉각수온도, 점화시기 및 잔류가스에 의한 역화한계당량비의 확장 가능성을 해석한 결과는 다음과 같다.

냉각수온도의 감소에 따른 연소실벽면의 온도 감소로 역화한계당량비는 증가한다. 냉각수온도를 90°C에서 50°C 정도 낮추면 역화한계당량비의 증가는 약 8%정도이다. 이와함께 냉각손실의 증가로 열효율이 약간 감소하지만 직접분사식 수소기

관의 경우 보다 전반적으로 높은 수준이며, 역화한계당량비의 확장으로 토크는 증가되었다. 그러므로 냉각수 온도는 여러가지 운전조건을 고려하여 감소시키는 것이 유리하다고 생각된다.

점화시기를 지각시킴에 따라 역화한계당량비는 증가하는 경향이지만 MBT보다 지각시킨 경우 역화한계당량비의 증가폭은 미비하다. 그러나 MBT보다 지각시킨 경우 열효율이 현저히 감소함으로, 점화시기의 지각에 의한 역화한계당량비의 확장은 바람직 하지 않은 것으로 생각된다.

잔류가스의 경우 역화발생에 미치는 영향은 그리 크지 않은 것이 밝혀졌다.

참고 문헌

1. F. Lynch, "Turbocharging the Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engine", Third World Hydrogen Conference, Tokyo, Japan, 1980.6.23-26.
2. R.O. King, "The Hydrogen Engine and the Nuclear Theory of Ignition", Can. J. Res. F. 26, 264, 1948.
3. F. E. Lynch, "Backfire Control Techniques for Hydrogen Fueled Internal Combustion Engines", Hydrogen Energy, Part B, pp. 686-696, Miami, 1974.
4. S. Furuhashi, "Combustion Improvement in a Hydrogen Fueled Engine", Int. J. Hydrogen Energy, Vol.2, No.3, 329, 1977.
5. F. Lynch, Personal Communication, 1981.2.13.
6. 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.
7. James S. Wallace, Liviu Segal, and James F. Keffer, "Lean Mixture Operation of Hydrogen-Fueled Spark Ignition Engines", SAE852119, 1985.
8. S. Furuahama, 1991, "Trend of Social Requirements and Technical Development of Hydrogen-Fueled Automobiles", JSME Review, Vol.13, No.1, pp.4-13.
9. K. Koyanagi, M. Hiruma and S. Furuahama, "Study on Mechanism of Backfire in Hydrogen Engines", SAE 942035
10. 백성호, 이종태, "흡기관 분사식 수소기관의 특성 및 역화한계당량비의 해석", 한국수소에너지학회지, Vol. 7, No 1, 1996.
11. R. A. Erren and W. H. Campbell, "Hydrogen, a Commercial Fuel For Internal Combustion and other Purpose", J.the Inst.of fuel, 6, No.29, 1933
12. Ji Moon Kim, Yong Tae Kim, Jong Tai Lee and Song Yol Lee, "Performance Characteristics of Hydrogen Fueled Engine with the Direct Injection and Spark Ignition System". SAE 952498. pp. 167-175, 1995.