

이중분사식 수소기관의 적정압축비에 관한 연구

김윤영* · 위신환* · 이종태**

A Study on the Suitable Compression Ratio of Hydrogen Fueled Engine with Dual Injection

Y. Y. Kim, S. W. Shin and Jong T. Lee

Key Words: Hydrogen fueled engine with dual injection(이중분사식 수소기관), Variable compression ratio engine(가변압축비 기관), Suitable compression ratio(적정압축비)

Abstract

Hydrogen fueled engine with dual injection can achieve high power and high efficiency simultaneously. In this study, the suitable compression ratio of hydrogen fueled engine with dual injection were investigated including performance of this engine according to variation of compression ratio. As results, it was found that the suitable compression ratio of that was about CR=11, and torque and thermal efficiency increased by 6% and 7% respectively.

제반기관특성 및 적정압축비를 파악한다.

1. 서론

이중분사식 수소기관은 부하조건에 따라 분사 방식을 달리하여 역화와 같은 이상연소의 발생없이 모든 운전영역에서 고출력 및 고효율의 동시 달성이 가능하다^{1,2)}. 즉, 무부하 및 저부하영역에서는 흡기관 공급방식을 사용하여 고효율을 달성하고 고부하영역에서는 실린더내 직접분사방식을 주로 사용하여 고출력을 달성한다.

이중분사식 수소기관의 경우 일부의 수소가스가 실린더내 직접분사영역에서도 열효율 향상을 위해 흡기관으로 공급된다. 이에따라 기존의 실린더내 직접분사식 수소기관에 비해 혼합기 조성 및 연소특성이 다를 수 있다³⁻⁵⁾. 따라서 이중분사식 수소기관의 최적인전조건의 확립을 위해서는 압축비 변화에 대한 연소 및 출력 특성과 노크한계압축비 등에 관해 파악하여야 한다.

여기서는 발화운전중에서 압축비를 변화시킬 수 있는 가변압축비 수소기관을 설계 및 제작하고, 이중분사식 수소기관의 압축비 변화에 대한

2. 가변압축비 수소기관

2.1 설계개념 및 원리

이중분사식 가변압축비 수소기관의 압축비 변화 개념은 비교적 구조가 간단하고 발화운전중에 압축비를 변화시켜도 연소실 형상이 변화하지 않는 실린더 블럭 이동방식이다. 실린더 블럭 이동 방식은 볼트와 너트의 상대운동을 기본개념으로 하여 크랭크케이스를 고정시키고 실린더 블럭과 실린더 헤드를 움직임으로서 연소실 체적을 변화시킨다. 피스톤 헤드면의 위치는 크랭크케이스에 의해 일정하므로 실린더 블럭과 실린더 헤드가 아래쪽으로 움직이면 연소실 틈새체적은 감소하고, 실린더 블럭과 실린더헤드가 위쪽으로 움직이면 틈새체적은 증가하게 된다.

2.2 가변압축비 수소기관의 구성

가. 가변압축비 조절부

Fig. 1은 가변압축비 이중분사식 수소기관의 가변압축비 조절부를 개략적으로 나타낸 것이다. 가변압축비 조절부는 실린더 라이너, 실린더 블럭, geat-nut, gear housing 등으로 구성된다.

* 성균관대학교 대학원

** 성균관대학교

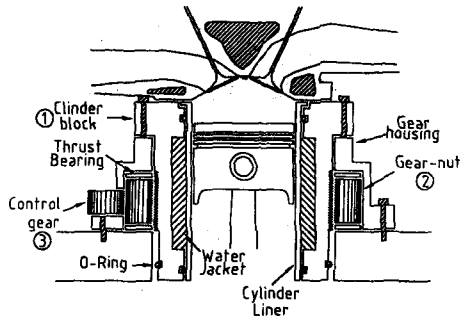


Fig. 1 Schematic diagram of variable compression ratio engine

실린더 블럭(①)은 전술한 볼트-너트 상대운동의 볼트에 해당되며 실린더 블럭의 바깥쪽에 위치한 gear-nut(②)는 너트에 해당한다. 압축비 조절용 gear를 회전시키면 이에 맞물려 있는 gear-nut가 상하운동 없이 회전운동만을 하게 되며 볼트에 해당하는 실린더 블럭은 상하 직선적으로 움직이게 된다.

가변압축비 조절부의 실린더 블럭과 실린더 라이너 사이에는 120cm 크기의 water jacket을 설치하였다. 또한 기관 발화운전 중 나사의 back-rash에 의한 압축비 변동 및 실린더 블럭의 진동을 방지하기 위해 실린더 블럭의 위쪽면에 고정용 볼트를 장착하여 실린더 블럭이 gear housing에 고정되도록 하였다.

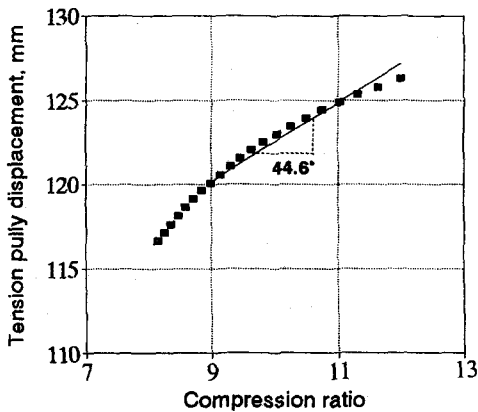


Fig. 3 Tension pulley displacement as a function of compression ratio

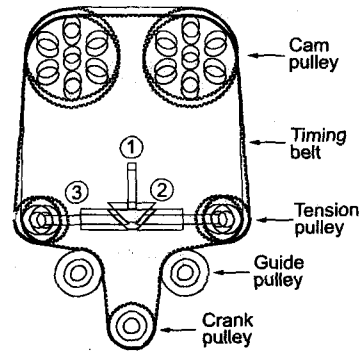


Fig. 2 Variable DOHC driving system

나. 가변 DOHC 구동시스템

가변압축비 수소기관은 double over head cam(DOHC)방식으로 흡배기 밸브를 개폐시키는 캠축은 실린더헤드에 위치한다. 압축비를 변화시키기 위하여 실린더 블럭과 실린더 헤드를 이동시킬 경우 캠축도 같이 움직이므로 캠축과 크랭크축과의 거리가 변하게 된다. 따라서 압축비 변화시에도 밸브 타이밍을 항상 일정하게 유지할 수 있도록 Fig. 2와 같은 가변 DOHC 구동시스템을 구성하였으며, 기본 구조는 다음과 같다.

실린더 블럭에 사다리 모양의 밸브타이밍 고정장치(②)가 부착된 rod(①)을 설치하여 실린더 헤드의 상하움직임에 대해 사다리꼴의 밸브타이밍 고정장치가 동일한 변위로 움직인다. 이때 밸브 타이밍 고정장치의 rod(③)가 밸브타이밍 고정장

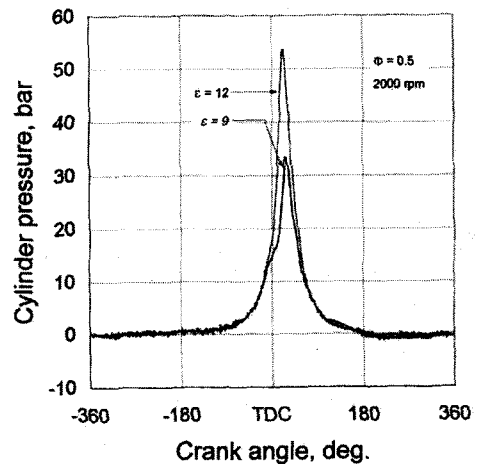


Fig. 4 Cylinder pressure at each CR

치의 경사각에 대하여 보각으로 접하여 압축비 변화에 따른 실린더 블럭의 상하이동을 좌우 운동으로 변화시킨다. 실린더 블럭의 상하이동에 대한 rod(③)의 좌우이동 변위는 밸브타이밍 고정장치의 경사각에 의해 결정된다.

Fig. 3은 각각의 압축비에 대한 rod(③)의 경사각을 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와같이 rod의 경사각은 압축비에 대해 비선형곡선으로 나타내고 있지만 1차 선형추세화 하여 44.6° 값을 대표값으로 선정하였다.

2.3 가변압축비 수소기관의 평가

이중분사식 가변압축비 수소기관의 발화운전시 연소실내 기밀성을 평가하기 위하여 흡기관내 분사식으로 운전한 경우 각각의 압축비에 대한 실린더내 압력을 조사하였으며 그 결과를 Fig. 4에 나타낸다.

압축비 $\epsilon=9$ 인 경우 실린더내 최고압력은 43bar정도이며, 압축비 $\epsilon=12$ 인 경우 48bar로 나타났다. 또한 압축비를 증가시켜도 실린더내 연소 가스누출로 인한 압력선도의 구배현상이 관찰되지 않으므로 발화운전시에도 가변압축비 수소기관의 기밀성이 우수함을 알 수 있다.

Fig. 5는 압축비 변화에 대한 밸브개폐시기를 나타낸 것이다. 여기서 밸브개폐시기는 배기밸브 캠축과 크랭크축에 설치한 엔코더의 기준신호로부터 조사되었다.

가변압축비 수소기관의 밸브개폐시기는 밸브 타이밍 장치의 경사각이 비선형적인 것에 기인하

여 다소의 오차를 나타내지만 압축비 변화에 관계없이 거의 일정함을 알 수 있다.

Fig. 6은 모터링 및 발화운전시의 압축비변화에 대한 체적효율을 나타낸 것이다. 가변압축 수소기관의 모터링시 기관회전수는 900rpm이고 발화운전조건은 당량비 $\phi=0.5$, 2000rpm이다.

모터링시의 체적효율은 각각의 압축비에 대해서 95%정도로 일정하며, 이것은 통상의 기관 체적효율과 비슷한 수준에 해당한다. 발화운전의 경우 체적효율은 압축비가 증가함에 따라 다소 높아지는 경향이다. 발화운전시 압축비 증가에 따라 체적효율이 다소 높아지는 것은 압축비가 증가할수록 연소실 틈새체적이 감소하여 연소실내 잔류가스량이 감소되었기 때문으로 파악된다.

3. 실험장치 및 방법

실험장치는 이중분사식 가변압축비 수소기관, 흡기관 및 실린더내 분사밸브, 흡배기계통, 냉각계통, 동력측정 장치, 기타 계측장치 등으로 구성된다.

가변압축비 수소기관의 연소실은 DOHC pent roof형으로서 큰 밸브협각으로 인해 연소실 체적이 크다. 따라서 압축비를 증시킬 수 있도록 밸브 pocket부를 깊이방향으로 확장시키고 피스톤 중앙부를 돌출시킨 pocket curved 피스톤을 사용하였다.

이중분사식 수소기관의 흡기관에는 상용의 가스인젝터(SPI)를 개조한 저압수소분사밸브를 설치하였으며 실린더 헤드에는 회전굴절 불포핏밸

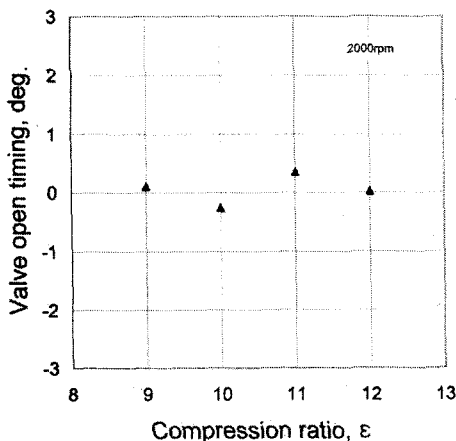


Fig. 5 Valve open timing as a function of compression ratio

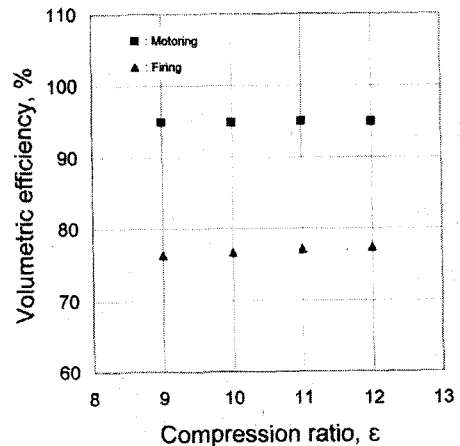


Fig. 6 Volumetric efficiency as a function of compression ratio

브형 고압수소분사밸브를 60° 경사로 장착하였다. 볼포핏밸브형 고압수소분사밸브는 구동력을 저감시켜 솔레노이드에 의해 고속전자제어가 가능하고 구동 중에 볼포핏밸브가 회전 굴절됨으로써 내구성이 우수한 특징을 갖고 있다⁶⁾.

실험은 각각의 압축비에 대하여 부하를 변화시켜 연소실내 압력과 기관 성능을 측정하는 것이다. 압축비는 $\epsilon=9$ 로부터 역화 또는 노킹 등의 이상연소 발생시기 까지 단계적으로 증가시켰다. 역화와 노킹 발생시기는 각각 흡기관 및 실린더내 압력파형으로 판단하였다. 여기서 점화시기는 MBT, 냉각수 온도는 80°C로 고정하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 연소 특성

Fig. 7은 이중분사식 수소기관의 압축비 변화에 대한 실린더내 압력선도를 나타낸 일례이다. 여기서 기관회전수는 2000rpm, 기관부하는 50%이다.

실린더내 최고압력은 압축비가 증가함에 따라 연소실 초기온도 및 압력상승에 기인하여 증가하는 것으로 나타났다. 압축비가 $\epsilon=9$ 인 경우 실린더내 최고압력은 약 45bar이며 압축비를 $\epsilon=12$ 까지 높인 경우 51bar까지 13%정도 증가한다. 또한 최고압력의 발생시기는 압축비가 증가할수록 압력상승율이 증가되어 다소 진각되는 경향이다. 압축비가 $\epsilon=9$ 인 경우의 최대압력 발생시기는 1

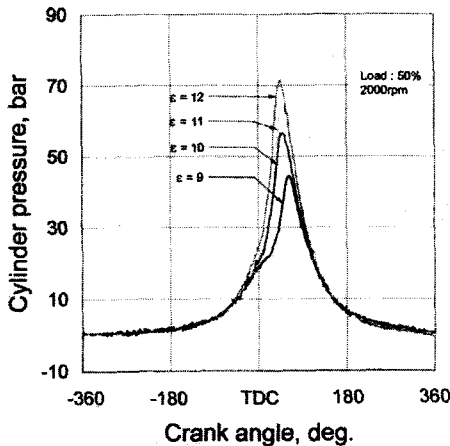


Fig. 7 Cylinder pressure at each compression ratio

7°이며 압축비가 $\epsilon=12$ 인 경우는 14°로 나타났다.

상기의 압력선도로부터 구한 압축비 변화에 대한 점화지연기간 및 연소기간을 Fig. 8에 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 점화지연기간 및 연소시간은 압축비가 증가함에 따라 점차적으로 감소하는 경향이다. 압축비 $\epsilon=9$ 에서의 점화지연기간 및 연소기간은 각각 5°, 24°이고 압축비 $\epsilon=12$ 의 경우 3°, 20°로 나타났다. 이와 같이 압축비가 증가할수록 점화지연기간과 연소기간이 감소하는 것은 연소실내 잔류가스의 감소와 초기 온도 및 압력상승으로 인해 혼합기 연소가 촉진되었기 때문으로 생각된다.

Fig. 9는 각각의 압축비에 대한 사이클 변동을 나타낸 것이다. 여기서 사이클변동은 도시평균유효압력의 표준편차이며, 기관부하는 50%이다.

사이클 변동치는 각각의 압축비에 대해 전반적으로 4%이하의 값을 보인다. 또한 압축비가 증가할수록 사이클 변동치는 다소 감소한다. 그러나 압축비가 $\epsilon=9$ 에서 $\epsilon=12$ 까지 증가할 경우의 사이클 변동치의 감소는 3.8%에서 3.1%까지의 0.7% 정도 감소하여 사이클 변동에 미치는 압축비의 영향은 그리 크지 않은 것으로 볼 수 있다.

4.2 출력 특성

Fig. 10은 압축비 변화에 대한 이중분사식 수소기관의 최적점화시기를 기관부하에 대해 나타낸 것이다.

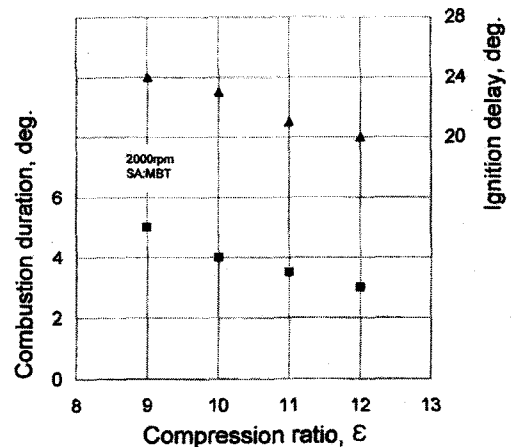


Fig. 8 Combustion duration and ignition delay at each compression ratio

최적점화시기는 압축비가 증가할수록 연소기간 및 점화지연기간의 감소로 인해 전반적으로 지각하는 경향을 나타낸다. 압축비의 증가에 대한 최적점화시기의 변화폭은 고부하 운전영역에 비해 저부하 운전영역에서 다소 크게 나타났다.

이중분사식 수소기관의 최적점화시기는 모든 압축비 조건에서 부하가 증가함에 따라 흡기관내 분사영역에서 지각되다가 분사천이영역에서 다소 진각된 후 실린더내 직접분사영역에서 다시 지각되는 경향이다.

또한 압축비가 증가할수록 천이영역에서의 지각되는 점화시기의 변화폭이 감소하는 것으로 나타났다. 압축비가 증가됨에 따라 천이영역내 점화시기의 변화폭이 감소하는 것은 천이과정중 당량비 감소에 의해 점화시기가 진각되는 경향이 압축비의 증가에 의한 점화시기 지각 경향에 의해 상쇄되었기 때문으로 생각된다.

Fig. 11은 이중분사식 수소기관의 압축비 변화에 대한 계동 열효율을 공급연료량에 대해 나타낸 것이다. 여기서 기관회전수는 2000rpm이며 점화시기는 MBT이다.

이중분사식 수소기관의 열효율은 전반적으로 압축비가 증가함에 따라 증가하는 경향이다. 본 실험에서 압축비를 $\epsilon=9$ 에서 $\epsilon=11$ 까지 높일 경우 저부하 운전영역의 열효율은 약 6%정도 향상되는데 반해 고부하 운전영역의 경우 4%정도로 나타났다. 이는 고부하 운전영역의 경우 압축비 증가에 의한 연소실내 최고온도가 상대적으로 높아지게 되어 냉각손실량이 증가되기 때문이라 생각된다.

Fig. 12는 각각의 압축비에 대한 이중분사식

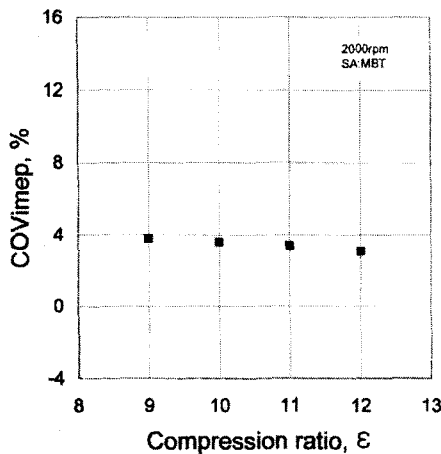


Fig. 9 COVimep at each CR

수소기관의 토크를 공급연료량에 대해 나타낸 것이다.

전술한바와 같이 압축비가 증가함에 따라 연소실내 잔류가스량의 감소로 체적효율이 증가된다. 이러한 체적효율의 증가로 이중분사식 수소기관의 열발생량은 증가하게 된다.

노킹 등의 이상연소가 발생치 않는 조건하에서 이중분사식 수소기관의 최대토크는 압축비 $\epsilon=11$ 에서 39Nm 정도이다. 이것은 압축비 $\epsilon=9$ 인 경우의 36Nm보다 약 7%정도 증가된 값이다.

4.3 압축비 증가에 의한 이상연소 및 노크한계압축비

이중분사식 수소기관의 흡기관내 분사영역의 최대 당량비와 실린더내 직접분사영역의 최대 흡기관 분사량비는 역화발생에 의해 제한된다. 역화는 혼합기의 연소상태에 의해 영향을 받을 수 있으므로 압축비 변화에 따라 역화 발생시기가 다를 수 있다. 만약 압축비가 증가함에 따라 역화 발생시기가 크게 변화된다면 이중분사식 수소기관의 분사영역 및 운전방식도 압축비에 따라 바뀌어야만 한다.

이를 확인해 보기 위하여 압축비를 변화시키면서 흡기관내 분사영역의 최대당량비에 해당하는 흡기관내 분사식 수소기관의 역화한계당량비와 실린더내 직접분사영역의 최대 흡기관 분사량비를 조사하여 그 결과를 Fig. 13에 나타낸다.

역화한계당량비는 압축비가 증가할수록 다소 감소하는 경향이다. 그러나 압축비 변화에 대한

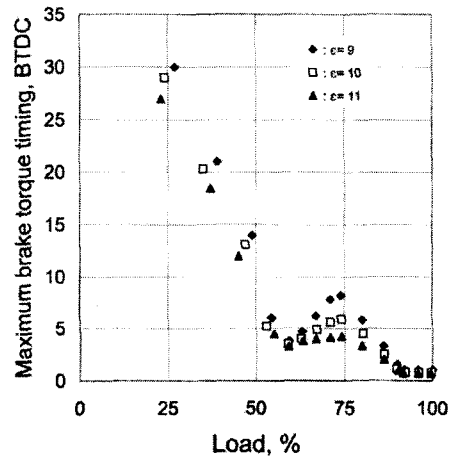


Fig. 10 Spark advance at each CR

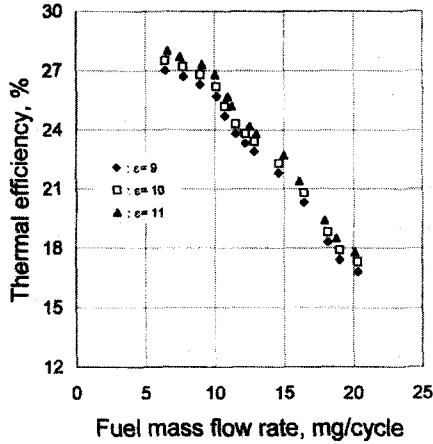


Fig. 11 Thermal efficiency as a function of compression ratio

역화한계당량비의 차이는 약 0.03정도로 크지 않았다. 또한 실린더내 직접분사영역의 최대 흡기관 분사량비는 10%정도로 각각의 압축비에 대해 큰 차이 없이 일정하게 나타났다.

Fig. 14는 기관부하 100%에서의 이중분사식 수소기관의 압축비 변화에 대한 실린더내 압력선도를 나타낸 일례이다.

그림에서 보는 바와같이 압축비를 $\epsilon=9$ 에서 $\epsilon=11$ 까지 증가시킬 경우 실린더내 압력파형은 노킹현상 없이 정상적인 연소과정을 진행하고 있음을 알 수 있다. 그러나 압축비 $\epsilon=12$ 인 경우 노킹발생시 수반되는 압력진동으로 연소실내 압력이 급격히 증가하고 더 이상의 정상운전이 불가능해진다.

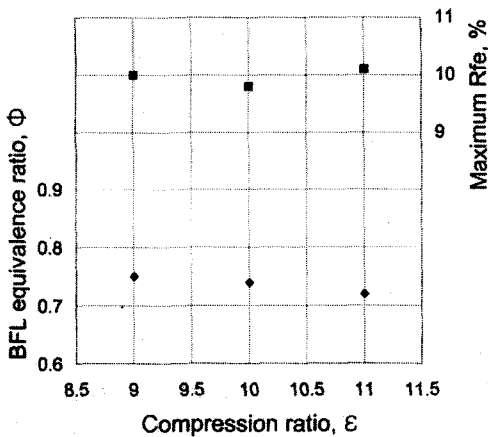


Fig. 13 BFL equivalence ratio and Maximum R_{fe} at each CR

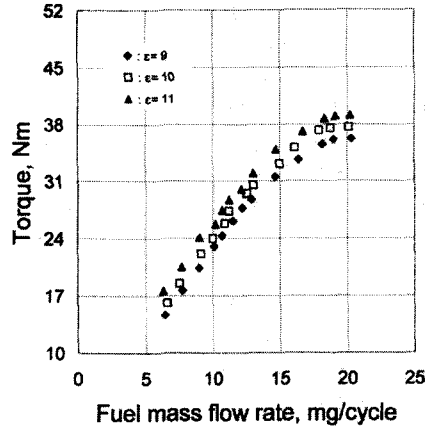


Fig. 12 Torque as a function of compression ratio

능해진다.

따라서 이중분사식 수소기관의 정상운전이 가능한 노크 한계 압축비는 $\epsilon=11$ 정도에 해당한다. 이러한 이중분사식 수소기관의 최대 압축비는 통상의 가솔린 기관의 노크한계 압축비 $\epsilon=10$ 보다 높게 파악되었다. 이것은 수소연료의 화염전파속도가 빠르고 자기착화온도가 높은 것이 단열화염온도가 높다는 영향보다 더욱 크게 영향을 미치기 때문으로 생각된다.

이와 같이 압축비를 증가시킴에 따라 출력 및 열효율은 향상되지만 압축비를 $\epsilon=12$ 이상 증가시킬 경우 노킹 등의 이상연소가 발생하므로 이중분사식 수소기관의 적정 압축비는 11정도로 판단

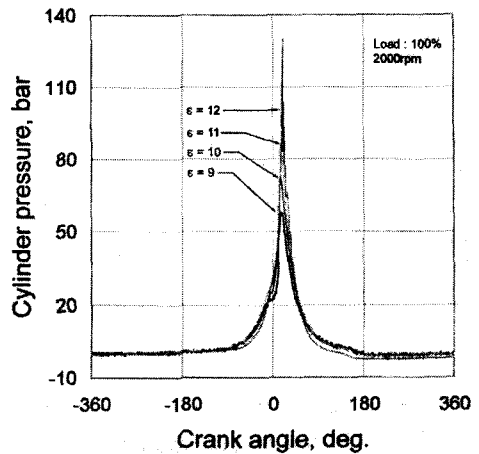


Fig. 14 Konck limit compression ratio

된다.

5. 결론

1) 이중분사식 가변압축비 수소기관의 기밀성과 밸브개폐시기를 평가한 결과 발화운전중에도 안정적인 운전이 가능하였으며, 이로부터 압축비 변화에 대한 실험결과의 신뢰성을 향상시킬 수 있었다.

2) 이중분사식 수소기관의 실린더내 최고압력 및 최고압력 발생시기는 압축비의 증가에 의한 연소실 초기온도 및 최고 압력의 상승에 기인하여 증가 및 진각되는 경향을 나타냈다.

3) 압축비를 $\epsilon=9$ 에서 $\epsilon=11$ 까지 높일 경우 이중분사식 수소기관의 열효율은 기관부하 100%부근에서 열효율은 17%에서 약 6%정도 상승되었으며 모든 부하조건에 대한 증가율은 평균 약 4%정도이다. 또한 토크의 경우는 열효율 상승효과와 체적효율증가로 36Nm에서 39Nm까지 약 7%정도 증가되는 것이 보여졌다.

4) 이중분사식 수소기관의 압축비는 압축초기 분사식의 채택에 의해 점화시까지 실린더내에 가연혼합기가 존재하므로 한계치가 존재하나, 압축비 변화에 대한 제반성능을 평가한 결과 이중분사식 수소기관의 노크한계압축비는 약 $\epsilon=11$ 정도로 통상의 가솔린기관의 경우보다 높은 것이 확인되었다.

후기

본 연구는 에너지자원 기술개발지원센터의 지원하에 대체에너지 기술개발사업의 일환으로 수행되었음을 밝힙니다.

참고문헌

- (1) J. T. Lee, Y. Y. Kim, C. W. Lee, J. A. Caton, 2000, "An Investigation of a Cause of Backfire and its Control due to Crevice Volume in a Hydrogen Fueled Engine", j. of Eng. for Gas Turbines and Power, Vol. 123, pp. 1~8.
- (2) H. K. Choi, J. Y. Ahn, Y. Y. Kim, J. T. Lee, 1999, "A Basic Study on the Extension of External Injection Region in Hydrogen Fueled Engine with Dual Injection", The 5rd Korea-Japan Joint Symposium on Hydrogen Energy, pp. 237~248.
- (3) Y. Y. Kim, J. B. Park, J. T. Lee, 1997, "A

Study on Development of Hydrogen Fueled Engine with High Power and High Efficiency", The 4th Japan-Korea Joint Symposium on Hydrogen Energy, pp. 62~71.

- (4) 김윤영, 안중윤, 이종태, 2000, "이중분사식 수소기관의 천이영역내 분사조건 확립에 관한 연구", 한국자동차공학회 추계학술대회논문집(1), pp. 83~89.
- (5) 안중윤, 김윤영, 이종태, 2000, "이중분사식 수소기관의 적정 운전조건에 관한 연구", 한국수소에너지학회 추계학술대회논문집, pp. 79~86.
- (6) 김윤영, 안중윤, 이종태, 2000, "직접분사식 고압수소분사밸브의 개발에 관한 연구", 수소에너지, Vol. 11, pp. 107~117.