

대형 수소-천연가스 기관의 수소첨가율에 따른 노크발생 한계압축비

김 용 태^{*1)} · 이 종 태²⁾

성균관대학교 대학원¹⁾ · 성균관대학교 기계공학부²⁾

The Limit Compression Ratio of Knock Occuring by R_{dH_2} in the Heavy Duty Hydrogen-CNG Fueled Engine

Yongtae Kim ^{*1)} · Jongtai Lee²⁾

¹⁾Graduate School of Sungkyunkwan University, Gyeonggi 440-746, Korea

²⁾School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Gyeonggi 440-746, Korea

(Received 15 July 2005 / Accepted 6 October 2005)

Abstract : A heavy duty hydrogen-natural gas fueled engine can obtain stable operation at ultra lean conditions and reduce emissions extremely. Reduction of CO₂ in its engine is one of the most benefit. In this study, rate of hydrogen addition(R_{dH_2}) and compression ratio(ϵ) were investigated including performance of this engine. As results, it was found that phenomenon of pressure oscillation when increasing R_{dH_2} and ϵ , it means occurring knock. It consider that pressure oscillation was increased due to fast burning speed of hydrogen. Even if same compression ratio, pressure oscillation was remarkable increased according to increasing R_{dH_2} . Therefore, limit compression ratio of knock occurring was reduced by increasing R_{dH_2} .

Key words : Hydrogen-natural gas fueled engine(수소-천연가스 기관), Ultra lean condition(초희박운전조건), Rate of hydrogen addition(R_{dH_2} : 수소첨가율), Compression ratio(압축비), Pressure oscillation(압력진동), Limit compression ratio of knock occurring(노크발생 한계압축비)

Nomenclature

R_{dH_2} : rate of hydrogen addition, %
 V : volume, mm³
 ω : acoustic velocity
 κ : specific heat value
 R : constant value of gas
 T : adiabatic temperature
 ϵ : compression ratio

Subsceipts

H₂ : hydrogen
CH₄ : methane
lim : limitation

1. 서론

천연가스에 수소를 첨가하면 초기연소 성능을 향상시켜 고희박연소가 가능하게 되고 혼합기의 탄소 성분이 감소되어 가솔린 및 디젤기관에 비해서 유해배출가스의 생산이 현저히 감소되는 장점이 있다.¹⁻³⁾ 또한 고희박연소에 의한 연소가스 온도의 저

^{*}Corresponding author. E-mail: ytkim@katech.re.kr

하로 고압축비화가 가능하여 기관의 열효율을 증가시킬 수 있으나,^{4,6)} 수소 특유의 연소특성에 의해서 역화 및 노크가 발생하게 되므로 지속적인 압축비 증가에는 한계가 있다.^{8,9)}

본 연구에서는 수소-천연가스 기관의 수소첨가율에 대한 기관의 성능과 각 수소첨가율에서 노크 발생 한계압축비를 찾아내기 위한 기초연구로 기관의 발화운전 중 압축비를 변화시킬 수 있도록 가변 압축비화하여^{7,8)} 압축비와 수소첨가율 변화에 따른 제반 성능을 해석하여 각 수소첨가율에서 노크발생 한계압축비를 분석하였다.

2. 실험장치 및 방법

실험장치는 수소-천연가스 기관을 가변압축비화하여 각 압축비에 대해서 수소첨가율을 변화시키며 기관의 성능을 파악하였다.

실험 기관의 압축비 변화에 대한 원리는 볼트와 너트의 상대운동을 기본 개념으로 하여 발화운전 중에 압축비를 변화시킬 수 있도록 실린더 블록 이동방식을 채택하여 압축비를 변화시켜도 연소실 형상이 변화되지 않도록 설계/제작 하였다.

제작한 가변압축비 단기통 수소-천연가스 기관의 실물 사진을 Fig. 1에 나타낸다. 기관의 주요제원은 Table 1과 같다. 가변압축비 단기통 수소-천연가

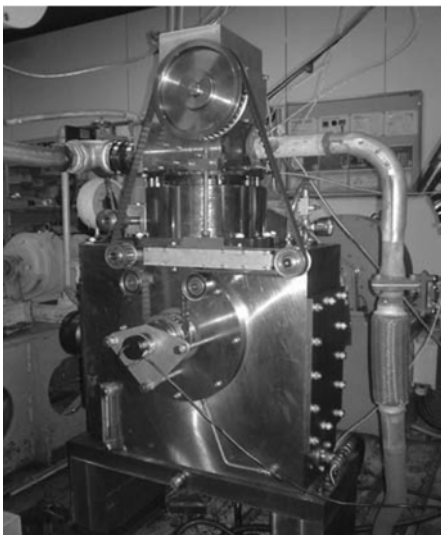


Fig. 1 Photography of test engine

Table 1 Specifications of test engine

Items	Specifications
Cycle	Otto cycle
Ignition method	Spark ignition
Bore × Stroke	111mm × 139mm
Displacement	1345cc
Compression ratio	10.9 ~ 14.7
Number of cylinder	Single
Cooling type	Water cooling
Valve system	Over head cam

스 기관은 크랭크샤프트와 메인베어링 하우징을 포함한 크랭크케이스부, 플라이휠부, 압축비변화가 가능한 실린더 블록과 실린더 헤드 및 OHC 구동부 그리고 오일공급장치 및 냉각계통으로 구성된다.

Fig. 2는 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다. 실험장치는 진술한 가변압축비 단기통 수소-천연가스 기관, 혼합연료 공급계통, 흡배기 계통, 냉각계통, 동력 측정장치 및 기타 계측장치로 구성된다.

수소와 천연가스 연료의 공급은 각각의 고압분배로부터 1차 감압기에 의해 30bar로 감압된 후 유량계를 거쳐 2차 감압기에서 4bar로 감압되어 일정한 압력으로 엔진에 공급된다.

실험은 base 엔진의 압축비인 $\epsilon=10.9$ 에서 수소첨가율에 대한 영향을 파악하고, 또한 압축비의 영향을 알아보기 위해서 압축비 $\epsilon=13.0\sim 14.7$ 까지 단계적으로 변화시켰으며, 각 압축비에서 수소첨가율을 0%, 10%, 25%, 35%, 50%로 변화시키며 수행하였다. 수소첨가율(R_{dH_2})은 전체공급열량에 대한 수소가스 공급량의 체적비로 정의하고 식 (1)과 같다.

기관회전수는 본 실험 기관의 최대토크를 나타내는 1400 rpm으로 고정하였고, Full load, 당량비 $\phi=0.7(\lambda=1.4)$ 그리고 점화시기는 MBT로 하였다.

$$R_{d_{H_2}} = \frac{V_{H_2}}{V_{H_2} + V_{CH_4}} \quad (1)$$

여기서 V_{H_2} : 공급된 수소연료 체적

V_{CH_4} : 공급된 CNG연료 체적

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 수소첨가의 영향

수소첨가율이 기관에 미치는 영향과 적정 수소첨

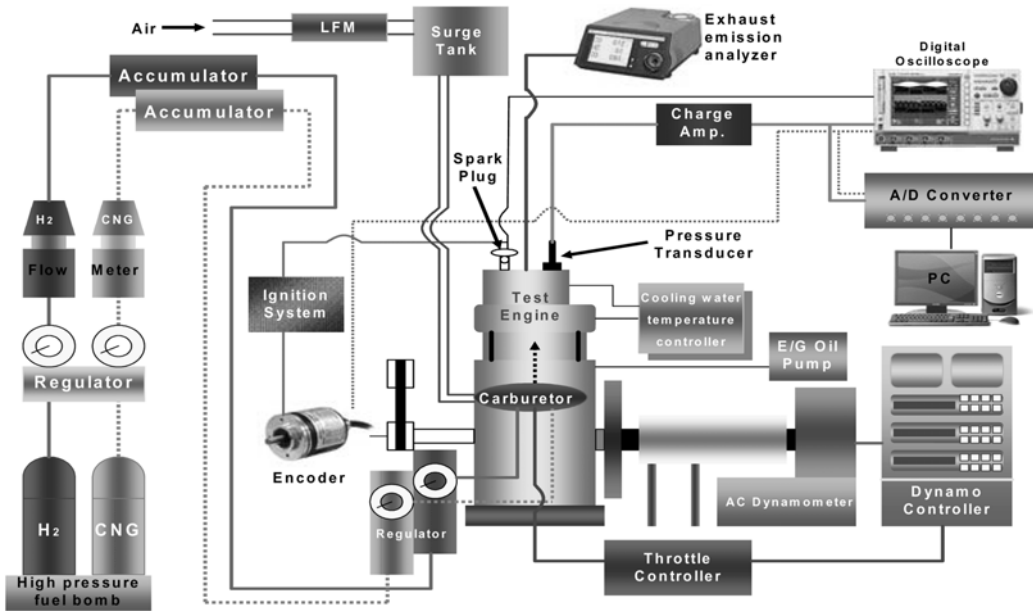


Fig. 2 Schematic of experimental apparatus

가을을 파악하기 위해서 base 기관의 압축비 $\epsilon=10.9$, 기관회전수 1400 rpm, 점화시기는 MBT로 하여 수소첨가율 변화에 대한 성능 특성을 분석하였다.

Fig. 3은 R_{dH_2} 에 따른 희박운전영역 확장을 파악하기 위해서 나타낸 그림이다. $R_{dH_2}=0$ 의 경우는 공기과잉율 $\lambda=1.43(\phi \approx 0.7)$ 정도에서 사이클 변동치가 12% 정도로 현저히 증가되어 안정된 운전이 힘들며 더 이상의 희박영역에서는 정상운전이 불가능한 것으로 나타났다.

그러나 천연가스 연료에 수소를 첨가한 경우는 공기과잉율 $\lambda=1.8(\phi \approx 0.55)$ 에서도 사이클 변동치가 약 3% 정도로 안정된 정상운전 영역으로 수소를 첨가함에 따라 희박운전영역이 공기과잉율 λ 가 1.4에서 1.8까지 약 28.6% 확장되었다. 여기서 $R_{dH_2}=0.25$ 일 경우는 $\lambda=1.6$ 구간까지 운전 가능하며, $R_{dH_2}=0.35$ 인 경우는 $\lambda=1.8$ 까지 가능한 것으로 나타났다. 따라서 R_{dH_2} 가 증가할수록 희박운전영역은 확장되는 것으로 판단된다.

Fig. 4는 각 R_{dH_2} 에 대한 연소기간을 나타낸 것이다. 그림에서 나타난 바와 같이 R_{dH_2} 가 증가할수록 전연소기간은 감소하는 것을 알 수 있다. 전연소기간 중 후연소 기간은 수소첨가율에 상관없이 비슷

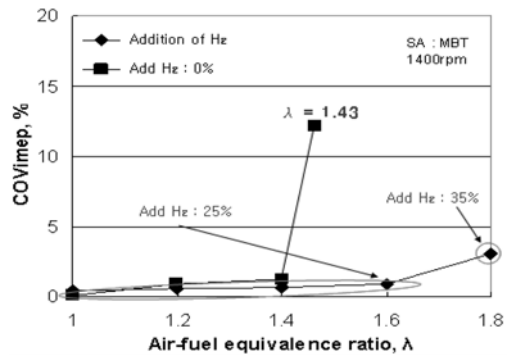


Fig. 3 Coefficient of variations at each air-fuel equivalence ratios at compression ratio $\epsilon=10.9$

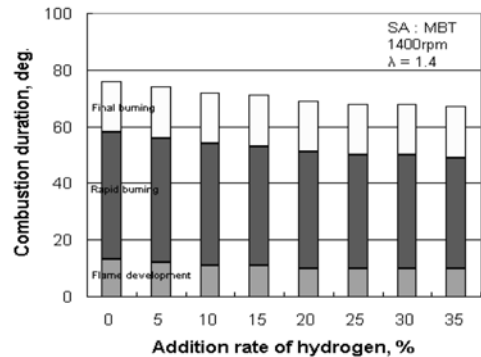


Fig. 4 Combustion durations with hydrogen additions at compression ratio $\epsilon=10.9$

하지만 수소를 첨가시킴으로써 초기연소 기간과 주연소 기간이 감소한 것을 알 수 있다. 특히 초기연소 기간이 현저히 감소하였다. 전연소기간에서 천연가스만으로 운전한 경우에 비해서 $R_{dH_2}=0.25$ 로 한 경우의 전연소기간이 10.5% 감소하였다.

이러한 경향은 수소 첨가의 영향으로 초기연소 기간에 수소의 작은 최소점화에너지(0.02 mJ)와 빠른 연소속도의 영향으로 점화성이 향상되고 연소속도가 촉진되었기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 5는 각 R_{dH_2} 에 대한 열효율을 나타낸 그래프이다. 수소 천연가스 혼합연료 기관의 열효율은 R_{dH_2} 가 증가할수록 증가하는 경향이다. 또한 $\lambda=1.2$ ($\phi=0.83$)에서 효율은 가장 높으며 이 보다 희박영역으로 갈수록 감소하는 경향으로 나타난다. $R_{dH_2}=0$ 인 경우 즉, 천연가스만 운전한 경우의 열효율은 $\lambda=1.2\sim 1.4$ 의 경우가 $\lambda=1.0$ 의 경우보다 약 2.2% 정도 증가한다. 한편 수소를 첨가한 경우 열효율은 3.5%에서 최대 약 5.1%까지 증가하였다. 특히 $\lambda=1.2$ 에서 $R_{dH_2}=0.35$ 경우의 열효율은 $R_{dH_2}=0$ 인 경우보다 약 7.9% 정도까지 증가하였다.

수소-천연가스 기관에서 R_{dH_2} 를 증가시킬수록 열효율이 증가하는 이유는 수소 첨가량이 증가할수록 수소의 빠른 연소속도와 넓은 가연한계로 초기연소 기간에 착화 및 연소가 촉진되고 전체적인 연소성능의 향상으로 기관의 열효율이 증가하는 것으로 판단된다. 그러나 수소첨가율이 더욱 증가되면 수소 특유의 연소특성에 의해 노킹과 같은 이상연소의 발생으로 효율은 감소하게 되는 것으로 생각된다.

Fig. 6은 압축비 $\varepsilon=10.9$ 에서 R_{dH_2} 증가에 따른 수소-천연가스 기관의 토크를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 $\lambda=1.4$ 미만에서는 R_{dH_2} 가 증가할수록 토크는 감소하는 경향을 나타내지만 공기과잉율 $\lambda=1.4$ 이상에서는 반대로 미소하지만 증가하는 경향을 나타낸다. $\lambda=1.0$ 의 경우 $R_{dH_2}=0$ 에서 $R_{dH_2}=0.35$ 로 증가할 때 토크 감소율은 약 4.8%였으며, $\lambda=1.2$ 의 경우 감소율은 약 7.6% 정도로 나타났다. 이러한 현상은 수소의 큰 비체적으로 인한 흡입공기량의 감소에 기인하는 것으로 해석된다.

한편 배출가스 중 CO, CO₂, HC는 R_{dH_2} 가 증가할

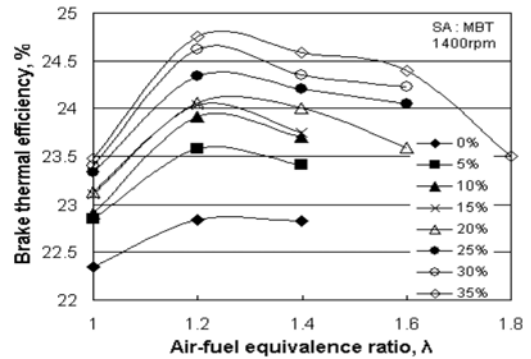


Fig. 5 Brake thermal efficiencies with λ at $\varepsilon=10.9$

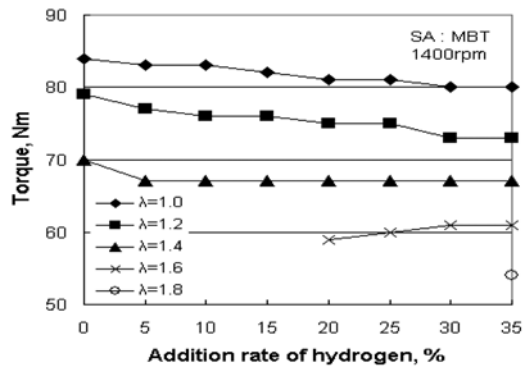


Fig. 6 Torques of H₂-CNG engine with R_{dH_2}

수록 현저히 감소하는 경향인데 이는 탄소 성분을 함유하지 않은 수소를 첨가함으로써 혼합기의 탄소 절대량이 감소함에 의한 것으로 판단된다. 그러나 NO_x는 이와 반대의 경향을 나타냈다.

Fig. 7은 수소-천연가스 기관의 NO_x 배출 특성을 각 공기과잉율 조건에서의 R_{dH_2} 변화에 대해 나타낸 것이다. R_{dH_2} 를 증가시킬수록 NO_x의 배출량은 증가하는 경향을 나타낸다. 이는 수소의 높은 단열화염 온도에 의해서 R_{dH_2} 가 증가함에 따라 연소가스의 온도가 상승하여 NO_x 생성을 촉진하게 된다. 한편, 희박영역으로 갈수록 연소가스의 온도가 감소하기 때문에 NO_x의 배출량은 현저하게 감소하는 것으로 생각된다. 따라서 $\lambda=1.8$ 이상의 영역에서는 배출가스 정화를 위한 추가장치 없이도 EURO IV 이상의 규제를 만족한다.

상기와 같은 결과들로부터 수소-천연가스 기관의 적정 $R_{dH_2}=0.2\sim 0.3$ 정도인 것으로 판단된다.

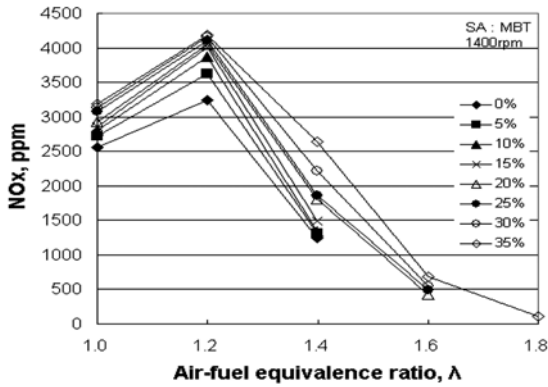


Fig. 7 NOx emission characteristics of CNG engine with hydrogen additions

3.2 압축비의 영향

대형 수소-천연가스 기관은 흡기관 분사식 스톱크 점화방식으로서 출력에 관여하는 기관의 열효율은 $\eta = 1 - \epsilon^{-1-k}$ 로 표시된다. 여기서 비열 k 는 연료의 성분에 관계된 값이므로 수소와 천연가스의 혼합비율이 일정하면 열효율 η 은 압축비 ϵ 만의 함수가 된다. 압축비를 증가시키면 열효율이 증가하지만 연소초기의 온도가 높아지기 때문에 수소 고유의 연소특성에 의해 노크나 역화가 발생하므로 압축비의 지속적인 증가는 어느 정도 한계를 가질 수밖에 없다.

Fig. 8은 압축비 증가에 따른 연소압력상승율을 나타낸 그림이다. 그림에 나타난 바와 같이 같은 R_{dH_2} 에서 압축비가 증가하면 압력상승율이 증가하고, $R_{dH_2}=0.25$ 까지는 $\epsilon=14.7$ 에서는 압력상승율의 피크가 미약하지만 $R_{dH_2}=0.35$ 에서는 비교적 강하게 발생하며 기관의 팽창시기에 압력상승율의 흔들림이 나타나는 것을 관찰할 수 있다. 한편 $R_{dH_2}=0.5$ 에서는 이러한 현상이 현저해져 노킹이 발생하는 것으로 생각되며, 더욱 상세한 것을 알아보기 위해서 오실로스코프에 나타난 압력경과곡선을 관찰하였다.

Fig. 9는 압축비 $\epsilon=14.7$ 에서 $R_{dH_2}= 0, 0.25, 0.50$ 의 경우에 대해서 연소실내 압력경과선도의 일례를 나타낸 것이다. $R_{dH_2}=0$ 일 때 즉, 천연가스만으로 운전했을 때의 압력선도에서 최고압력 부근에서 미소한 압력진동 현상이 나타나고 있으나 정상운전에는 전혀 무리가 없는 정도인 것으로 나타났다.

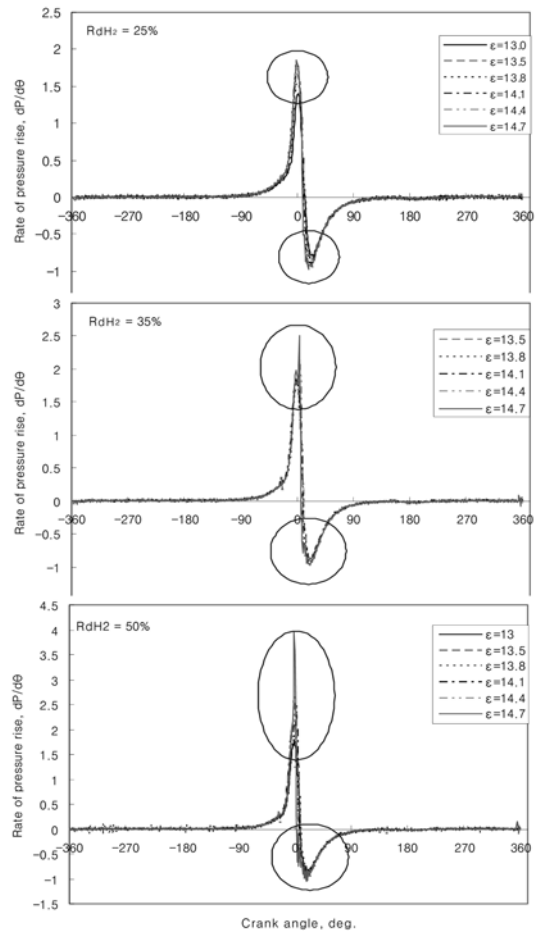


Fig. 8 Characteristics of pressure rising rate by compression ratios

그러나 R_{dH_2} 를 증가시키며 따라 압력진동현상이 점차 증가되어 $R_{dH_2}=0.25$ 인 경우에는 최고압력부근의 압력진동현상은 현저해지고, 수소를 더욱 첨가시켜 $R_{dH_2}=0.5$ 정도가 되면 기관에 무리가 올 정도의 큰 소음을 동반하고 압력진동이 최고압력부근부터 팽창과정의 중반까지 나타나는 heavy knock성의 압력진동과형이 관찰되었다. 이것은 가스의 음속 ω 가 가스의 미소한 압력변동인 음파의 전달속도로서 $\omega = \sqrt{kRT}$ 로 표시되는데 수소가스는 비열비 k , 가스상수 R 및 단열화염온도 T 가 높아 연소시의 음속은 천연가스의 경우보다 현저히 증가된다. 이로 인해 R_{dH_2} 를 증가시키면 그림에 나타난 바와 같이 동일 압축비에서 연소시의 음속이 점차 증가되어 압

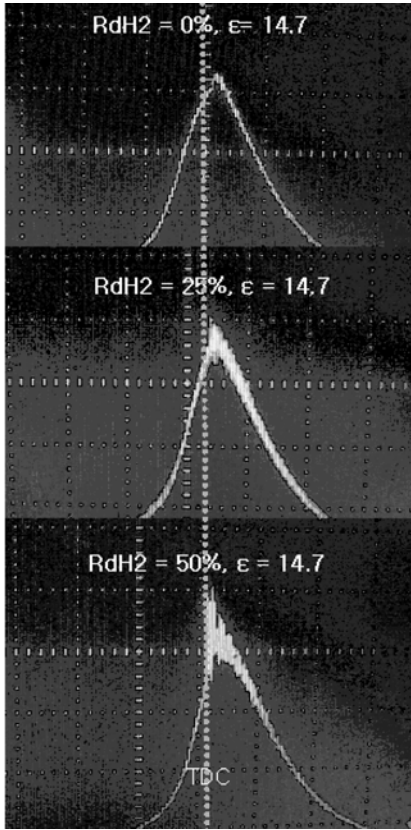


Fig. 9 Trend of in-cylinder pressure at $\epsilon=14.7$

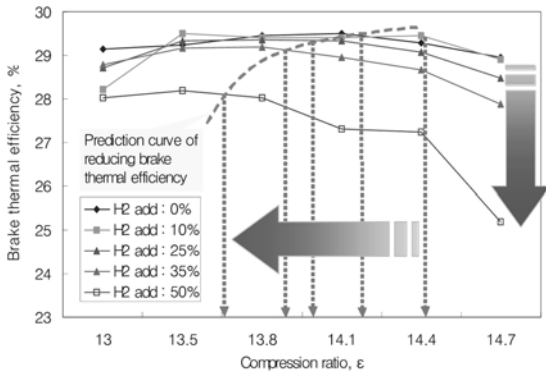


Fig. 10 Brake thermal efficiency curves of hydrogen -CNG engine with compression ratio

력진동폭과 진동수가 현저히 증가하는 것이라 생각 된다. 따라서 이보다 낮은 압축비에서도 수소첨가율에 따라서는 slight한 압력진동현상이 발생할 가능성이 있을 것으로 판단된다.

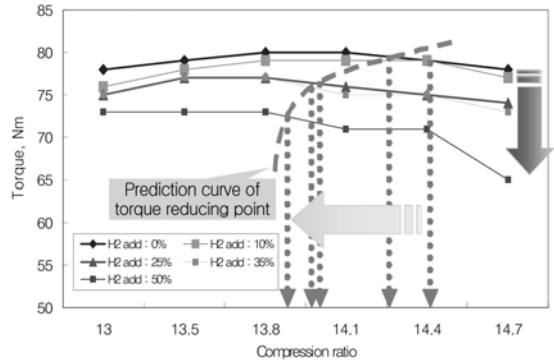


Fig. 11 Torque curves of hydrogen-CNG engine with compression ratio

Fig. 10은 각 R_{dH_2} 에서 압축비 변화에 대한 열효율 선도를 나타낸 그림이다. 서두에 기술한 바와 같이 같은 수소첨가율에서 압축비가 증가하면 열효율은 어느 정도 증가하다가 감소하는 경향을 보이며, 수소첨가율이 증가할수록 열효율 감소폭은 현저해졌다.

otto cycle에 해당하는 본 실험기관도 동일 수소첨가율에서 압축비를 증가시키면 열효율이 증가하고 또한 수소연료의 특성상 연소속도가 빠르고 비열비 및 비체적이 크기 때문에 R_{dH_2} 가 증가될수록 연소온도가 낮아져서 knocking이 발생하는 한계압축비가 증가할 것으로 기대되었다. 그러나 이러한 기대와는 달리 열효율은 증가하다가 감소하는 결과가 나왔다. 이러한 경향을 전술한 압력진동현상과 관계 있는 것으로 판단된다.

Fig. 11은 압축비 $\epsilon=13.0$ 이상에서 knocking(압력진동)이 발생하는 한계압축비를 알아보기 위해서 각 수소첨가율에서 압축비 변화에 대한 토크 선도를 나타냈다. 같은 수소첨가율에 대해서 압축비가 증가할 때 토크는 증가하다가 감소하는 경향을 나타냈다. 이 또한 압축비와 수소첨가율이 증가할수록 연소시의 음속이 점차 증가되어 압력진동폭과 진동수가 현저히 증가하기 때문에 토크가 감소하는 것이라 판단된다. 이러한 수소의 특이한 연소 현상으로부터 수소첨가율과 압축비가 증가할 때 knocking과 같은 압력진동 현상이 발생하여 출력은 더욱 감소하는 것으로 판단된다.

각 수소첨가율에 대해서 압축비가 증가할 때 기

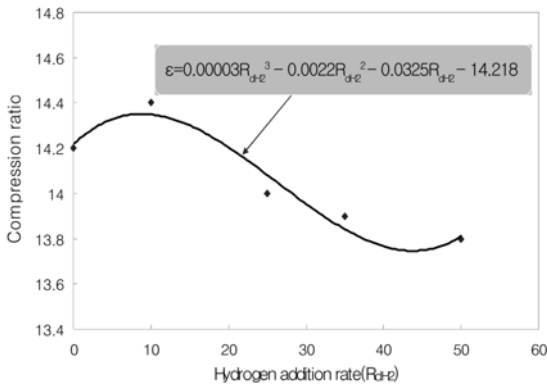


Fig. 12 Limit compression ratios for R_{dH2}

관의 열효율이 감소하기 시작하는 압축비를 노킹이 발생하는 한계압축비로 정의하였다. 이 정의에 의해서 수소첨가율이 증가함에 따라 knocking이 발생하는 한계압축비는 그림에 표시한 점선을 따라 감소하는 것으로 생각된다. R_{dH2} 가 0, 0.1, 0.25, 0.35, 0.5로 증가할 때, 각각의 한계압축비 ϵ 는 14.2, 14.4, 14.2, 13.9, 그리고 13.7 정도로 $R_{dH2}=0.1$ 일 때 최대 한계압축비 $\epsilon_{lim}=14.4$ 를 나타낸 후, 수소첨가율이 증가함에 따라 감소하여 $R_{dH2}=0.5$ 일 때 $\epsilon_{lim}=13.7$ 까지 감소하는 것으로 나타났다.

Fig. 10에서 기관의 각각의 수소첨가율에서 열효율이 감소하기 시작하는 지점을 연결하여 그래프로 나타내면 Fig. 12와 같이 된다. 이를 근사식으로 나타내면 아래와 같이 정리된다.

$$\epsilon_{lim} = 3 \times 10^{-5} R_{dH2}^3 - 0.002 R_{dH2}^2 + 0.0325 R_{dH2} + 14.21 \quad (2)$$

4. 결론

대형 수소-천연가스 기관의 각 수소첨가율에 대한 노크발생 한계압축비를 파악하기 위해서 수소첨가율과 압축비 변화에 대한 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) $R_{dH2}=0\%$ 의 경우는 공기과잉율 $\lambda=1.43(\phi=0.7)$ 정도에서 사이클 변동치가 12% 정도로 현저히 증가되어 안정된 운전이 힘들며 더 이상의 희박 영역에서는 정상운전이 불가능하였다. 수소를 첨가한 경우는 공기과잉율 $\lambda=1.8(\phi=0.55)$ 에서도 사이클 변동치가 약 3% 정도로 안정된 정상운

전 영역으로 수소를 첨가함에 따라 희박운전영역이 공기과잉율 λ 가 1.4에서 1.8까지 약 28.6% 확장되었다.

- 2) 동일 압축비에서 수소첨가율을 증가시키거나 동일 수소첨가율에서 압축비를 증가시키면 최고압력 부근에서 압력진동이 증가하며, $\epsilon=14.7$, $R_{dH2}=0.5\%$ 에서는 큰 소음을 동반한 heavy knock성의 압력진동이 발생한다.
- 3) 압축비와 수소첨가율이 압력진동이 발생하는 시점보다 더욱 증가하면 기관의 열효율과 토크는 감소하는 경향을 나타냈다.
- 4) 상기와 결과들로부터 중대형 수소-천연가스 기관의 각 수소첨가율에 대한 노크발생 한계압축비를 근사식은 식 (2)와 같다.

References

- 1) GA, Karim, I. Wierzba and Y. Al-Alousi, "Methane- hydrogen Mixtures as Fuels," Int. J. Hydrogen Energy, pp.625-631, 1996.
- 2) B. Nagalingam, F. Duebel and K. Schmillen, "Performance Study using Natural Gas, Hydrogen Supplemented Natural Gas and Hydrogen in AVL Research Engine," Int. J. Hydrogen Energy, pp.715-720, 1983.
- 3) R. S. Michael, Mirza J. Yusuf, Z. Dulger and M. N. Swain, "The Effects of Hydrogen Addition on Natural Gas Engine Operation," SAE 932775, 1993.
- 4) S. Y. Seo, Y. Y. Kim, Y. T. Kim and J. T. Lee, "A Study on the Effect of Backfire Restrain by Hydrogen Dilution," J. of Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol.15, No.4, pp. 348-354, 2004.
- 5) H. S. Lim, Y. Y. Kim and J. T. Lee, "Improvement of Medium/Heavy Duty CNG Engine by Hydrogen addition," Spring Conference Proceedings, Vol.I, KSAE, pp.163-169, 2003.
- 6) Y. Y. Kim, J. Y. Ahn and J. T. Lee, "A Study on the Injection Condition Establishment in the Succession Field of Dual Injection Hydrogen Fueled Engine," Fall Conference Proceedings, Vol.I, KSAE, pp.1088-1093, 2000.

- 7) Y. T. Kim, C. M. Jeong, D. Y. Jeong and J. T. Lee, "The Characteristics of Performance with the Change of Compression Ratio in Medium Duty Hydrogen-Natural Gas Fueled Engine," Spring Conference Proceedings, Vol.I, KSAE, pp.382-387, 2005.
- 8) Y. T. Kim and J. T. Lee, "The Characteristics of Performance in the Medium Duty Hydrogen-CNG Fueled Engine with Compression Ratios and Rate of Hydrogen Additions," J. of Korean Hydrogen and New Energy Society, pp.326-335, 2005.